

Leichtbauantriebe mit hohen Kräften für Orthesengelenke

High performance lightweight actuators for orthotic joints

Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation von Roman Müller aus Valga, Estland

Tag der Einreichung: 20.03.2017, Tag der Prüfung: 17.07.2017

Darmstadt — D 17

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Helmut F. Schlaak

2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Ulrich Konigorski



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Institut EMK
Fachgebiet Mikrotechnik und Elektro-
mechanische Systeme



Leichtbuantriebe mit hohen Kräften für Orthesengelenke
High performance lightweight actuators for orthotic joints

Genehmigte Dissertation von Roman Müller aus Valga, Estland

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Helmut F. Schlaak
2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Ulrich Konigorski

Tag der Einreichung: 20.03.2017

Tag der Prüfung: 17.07.2017

Darmstadt — D 17

Leichtbuantriebe mit hohen Kräften für Orthesengelenke

Vom Fachbereich
Elektrotechnik und Informationstechnik
der Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. (FH) Roman Müller

geboren am 19. Januar 1985
in Valga, Estland

Referent: Prof. Dr.-Ing. Helmut F. Schlaak
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Ulrich Konigorski

Tag der Einreichung: 20.03.2017
Tag der mündlichen Prüfung: 17.07.2017

D 17

Darmstadt 2017



Erklärung laut §9 PromO

Ich versichere hiermit, dass ich die vorliegende Dissertation allein und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur verfasst habe. Die Arbeit hat bisher noch nicht zu Prüfungszwecken gedient.

Darmstadt, den 20.03.2017

(Roman Müller)



Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Elektromechanische Konstruktionen (EMK) der Technischen Universität Darmstadt. Ermöglicht wurde mir die Arbeit durch die Finanzierung des DFG-Projekts „Adaptive Kniegelenk-Orthese“.

Ich bedanke mich herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Helmut F. Schlaak, der mir die Gelegenheit gab, auf dem spannenden und vielseitigen Gebiet der Leichtbauantriebe zu forschen. Das entgegengebrachte Vertrauen, der große Freiraum bei der Bearbeitung und die fachlichen Hinweise und Diskussionen waren sehr wertvoll für das Gelingen dieser Arbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Konigorski danke ich für das meiner Arbeit entgegengebrachte Interesse und die Übernahme des Korreferats.

Ein großer Dank gilt allen Kolleginnen und Kollegen des Instituts EMK für das sehr angenehme Arbeitsklima. Insbesondere den Mitarbeitern PD Peter P. Pott, Jürgen Hielscher, Markus Hessinger und Andreas Horn danke ich für eine gute und konstruktive Zusammenarbeit.

Nicht zuletzt danke ich allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern der feinmechanischen Werkstatt im Hans-Busch-Institut. Die immer zuverlässige und unkomplizierte Zuarbeit und der fachliche Austausch haben erheblich zum Erfolg meiner Arbeit beigetragen.

Ganz besonderer Dank gilt meiner Familie für die stets vorhandene Zuversicht. Der größte Dank gilt meiner Frau Olga für ihre Geduld, ihren Zuspruch und die Unterstützung in dieser arbeitsintensiven Zeit.



Zusammenfassung

Leichtbuantriebe mit hohem Leistungs- zu Masseverhältnis sind für viele Anwendungen sehr wichtig. Vor allem aktive Orthesen und Exoskelette der unteren Extremitäten profitieren von leichtgewichtigen Antrieben, da so mobile Systeme realisiert werden können, die bei der Fortbewegung des Nutzers eine geringstmögliche Beeinträchtigung und somit eine hohe Nutzerakzeptanz gewährleisten. Im Rahmen dieser Arbeit werden Leichtbuantriebe erforscht, die synthetisch hergestellte Hochleistungsschnüre als leichtgewichtiges rotatorisch-translatorisches Getriebe nutzen. Das Funktionsprinzip basiert auf der einseitigen Rotation eines Schnurpaares, die die Kontraktion des Getriebes und eine Zugkraft zur Folge hat (*Twisted String Actuator*, TSA). Dieser Antriebstyp bietet eine hohe Kraftdichte und wird in einer aktiven Kniegelenk-Orthese zur Unterstützung älterer Menschen bei Transferbewegungen (*sit-to-stand*, STS und *stair-climbing*, STC) eingesetzt.

TSAs werden nach bisherigem Stand der Technik, der 53 bekannte aktive Orthesen und Exoskelette für das Kniegelenk umfasst, nicht eingesetzt. Die zu erfüllenden technischen Anforderungen des Antriebs ergeben sich aus der biomechanischen Analyse der Transferbewegungen. Demnach ist bei einer anteiligen Unterstützung ein Drehmoment von mindestens 30 Nm erforderlich. Die maximale Winkelgeschwindigkeit beträgt beim Gehen bis zu $7 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ und die mechanische Leistung $\approx 130 \text{ W}$. Dies resultiert in Antriebsanforderungen von 680 N Zugkraft bei einer relativen Kontraktion des Getriebes von $\approx 30 \%$.

Diese Anforderungen stellen eine hohe Belastung für Getriebe und eingesetztes Material dar und bedürfen einer sorgfältigen Auslegung des Getriebes, damit die gewünschte Lebensdauer erreicht wird. Mit dem Ziel der Reduktion der mechanischen Belastung im Getriebe wird das Antriebskonzept der achsparallelen Anordnung des Getriebes (*Parallel Twisted String Actuator*, PTSA) realisiert. Zur bestmöglichen Wahl der Getriebeparameter wird im Rahmen dieser Arbeit ein statistischer Versuchsplan zur Bestimmung des Einflusses der Parameter auf die Getriebelebensdauer durchgeführt und statistisch ausgewertet. Darauf aufbauend wird ein methodischer Ansatz entwickelt, der die Selektion einer geeigneten Schnur und der Parameter des Getriebes ermöglicht.

Ein weiterer Schwerpunkt dieser Arbeit ist die Charakterisierung von TSA und PTSA. Hierzu werden die Steifigkeit des Getriebes sowie das Übertragungsverhalten und der Wirkungsgrad der beiden Antriebsversionen (TSA und PTSA) bestimmt. Zudem werden die Kraftverteilung beim PTSA und die Lebensdauer der Getriebe untersucht.

Zum Einsatz in der aktiven Kniegelenk-Orthese sind zusätzlich zum Antrieb weitere Funktionselemente zwingend erforderlich, die eine geregelte Kraftunterstützung des Nutzers erst ermöglichen. Dies umfasst einen Bowdenzug zur Kraftleitung, eine Kurvenscheibe zur Kraftwandlung und einen Kraftsensor zur Messung der Zugkraft. Die einzelnen Funktionselemente werden systematisch ausgelegt und an einem mechanischen Modell der unteren

Extremitäten charakterisiert. Es können je nach Antriebskonfiguration der Orthesen Unterstützungsdrehmomente von 45 Nm aufgebracht werden. Die maximale Drehmomentdichte der Antriebe beträgt $38 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$, sodass ein Antrieb mit geringer Masse ($< 1 \text{ kg}$) die Realisierung der geforderten 30 Nm ermöglicht.

Die vorliegende Arbeit zeigt einen methodischen Ansatz zur systematischen Auslegung von TSA und PTSA. Weiterhin werden alle notwendigen Funktionselemente des Gesamtsystems mathematisch modelliert, ausgelegt und unter Berücksichtigung von Leichtbaumethoden gefertigt. Das Gesamtsystem wird charakterisiert und steht als Experimentierplattform für eine biomechanische Ganganalyse am Probanden zur Verfügung.

Abstract

Lightweight actuators with a high power-to-weight ratio are important for many applications. Especially, active knee orthosis and exoskeletons for the support of lower limbs benefit from lightweight actuators. They enable a mobile application with low disturbance of the user during daily movements and, therefore, ensure a good user acceptance.

This thesis focuses on lightweight actuators containing a rotational to translational gear made of synthetic high performance strings. The functional principle is based on twisting a pair of strings which results in the contraction of the gear and a pulling force (Twisted String Actuator, TSA). The lightweight actuator provides a high force density. It is integrated into an active knee orthosis to support elderly people during challenging movements like sit-to-stand (STS) and climbing stairs (STC).

So far, TSAs are not used in state-of-the-art orthosis and exoskeletons which comprise 53 devices that support the knee. The requirements for the actuator are derived from the biomechanical analysis of daily human movements. According to the analysis, a supporting torque of 30 Nm is required for partial support of the knee. The maximum angular velocity of $7 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ occurs while walking and the maximum mechanical power is $\approx 130 \text{ W}$. The values lead to a pulling force of 680 N and a contraction of $\approx 30 \%$.

The pulling force and the contraction cause a high mechanical stress in the strings. This requires a careful design of the gear to achieve the desired lifespan. To reduce the mechanical stress a parallel arrangement of the gear within the actuator (Parallel Twisted String Actuator, PTSA) is realized. The gear design parameters are chosen based on testing results using statistical methods (Design of Experiments, DoE). The tests identify the influence of design parameters on the gear's lifespan. On this basis, a methodical approach to select the best suited string and design parameters is introduced.

A further focus in this work is the characterization of both actuators (TSA and PTSA). For this purpose, the gear's stiffness, transmission behaviour and efficiency are identified. Furthermore, the force distribution of parallel acting gears and the lifespan of the PTSA is examined.

When the actuators are implemented in an active knee orthosis, additional mechanical components are essential to provide a controlled support torque for the user. The mechanical components include a Bowden cable for force transmission to the orthosis pivot joint, a cam disk for the conversion of the mechanical force and a force sensor to measure the actuator's pulling force. The components are designed systematically and characterized with a mechanical model of the lower limbs. The actuators provide a supporting torque of 45 Nm depending on their configuration in the orthotic device. The maximum torque

density of $38 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$ enables an actuator of low mass ($< 1 \text{ kg}$) to produce the required 30 Nm torque at the knee.

In summary, this thesis shows a methodic approach for the systematic design of twisted string actuators. Furthermore, all necessary components for the application in an active knee orthosis are modelled mathematically and are designed and produced by applying methods for lightweight constructions. The knee orthosis and all its components are characterized and thereby made available for a biomechanical gait analysis with an experimentee in a gait analysis test laboratory.

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Assistenzsysteme im Alltag	2
1.3	Das Projekt „Adaptive Kniegelenk-Orthese“	2
1.4	Ziele und Organisation der Arbeit	3
2	Aktorik und Kinematik in aktiven Kniegelenk-Orthesen	5
2.1	Stand der Technik zu aktiven Orthesen und Exoskeletten	5
2.1.1	Verwendete Antriebstechnik	5
2.1.2	Elektrodynamisches Wirkprinzip	6
2.1.3	Klassifizierung mechanischer Getriebe	7
2.1.4	Seriell-elastische Antriebe (SEA)	8
2.2	Performance bisher verwendeter Antriebe	9
2.3	Orthesengelenkinematik	11
2.4	Fazit	12
3	Schnurantriebe	15
3.1	Hochleistungsfaserseile	15
3.1.1	Terminologie	15
3.1.2	Seilherstellung	17
3.1.3	Eigenschaften von HM-HT-Fasern	19
3.1.4	Anwendung von HM-HT-Fasern	19
3.2	Twisted String Actuator (TSA)	20
3.2.1	Funktionsprinzip des TSA	20
3.2.2	Übersicht aktueller Forschung	21
3.2.3	Erkenntnisse aus der Forschung am TSA	21
3.3	DoHelix (DH)	24
3.3.1	Funktionsprinzip des DoHelix	24
3.3.2	Erkenntnisse aus der Forschung	25
3.4	Fazit	26
4	Antriebskonzept der Orthese	27
4.1	Systemkomponenten der Orthese	27
4.2	Modellbildung des Gesamtsystems	31
4.2.1	Twisted String Actuator (TSA)	31
4.2.2	Parallel Twisted String Actuator (PTSA)	39
4.2.3	Bowdenzug	41
4.2.4	Kurvenscheibe	43
4.2.5	Kraftsensor	47

4.2.6	Fazit	49
4.3	Ableiten der Anforderungen	50
4.3.1	Analyse der Transferbewegungen	50
4.3.2	Analyse des Gehens	55
4.3.3	Anzahl täglicher Transferbewegungen	55
4.3.4	Weitere Anforderungen	55
4.4	Zusammenfassung und Fazit	58
5	Messaufbauten zur Charakterisierung von Material und Getriebe	59
5.1	Universalprüfmaschine zur 1 DOF-Charakterisierung	59
5.2	Entwicklung eines Aufbaus zur 2 DOF-Charakterisierung	60
5.2.1	Gesamtaufbau	60
5.2.2	Modellbildung	61
5.2.3	Identifikation der Dämpfung	63
5.2.4	Störgrößenkompensation	64
5.2.5	Wahl der Reglerparameter	65
5.2.6	Charakterisierung des Regelverhaltens	66
5.3	Fazit	67
6	Festlegung der Getriebeparameter	69
6.1	Getriebefreiheitsgrade	69
6.2	Methodik zur Selektion einer Schnur	70
6.3	Anforderungen und Randbedingungen zur Selektion	74
6.3.1	Anforderungen	74
6.3.2	Randbedingungen	74
6.4	Vorselektion der Schnüre	75
6.5	Überprüfung der Herstellerangaben	76
6.5.1	Durchmesser	76
6.5.2	Bruchkraft	77
6.5.3	Bruchspannung	77
6.5.4	Elastische und plastische Verformung	79
6.6	Lebensdauercharakterisierung	82
6.6.1	Begriffsdefinitionen	83
6.6.2	Lebensdauer und individuelle Bruchspannung	83
6.6.3	Untersuchung der Einflussgrößen	86
6.6.4	Verschleiß und Degradation	92
6.6.5	Ausfallverhalten des PTSA	95
6.7	Zusammenfassung der Ergebnisse	96
6.8	Fazit	97
7	Charakterisierung der Schnurantriebe	99
7.1	Verfahrensweise und Randbedingungen	99
7.2	Charakterisierung von TSA	100
7.2.1	Nachgiebigkeit der Schnur	100

7.2.2	Übertragungsverhalten	101
7.2.3	Wirkungsgrad	103
7.3	Charakterisierung von PTSA	104
7.3.1	Nachgiebigkeit der Schnüre	104
7.3.2	Kraftverteilung bei Parallelanordnung der Getriebe	105
7.3.3	Wirkungsgrad	108
7.4	Fazit	108
8	Realisierung des Gesamtsystems für den Einsatz in der Orthese	111
8.1	Konfiguration der Orthese	111
8.2	Bowdenzug	111
8.3	Kurvenscheibe	113
8.3.1	Festlegung des Kurvenverlaufs	113
8.3.2	Übersetzung von Hebelwirkung und Aktorhub	115
8.3.3	Fertigung und Einsatz	115
8.4	Antriebsmotor	116
8.4.1	Motoranforderungen	116
8.4.2	Wahl des Motors	118
8.5	Messung des Unterstützungsmoments	119
8.5.1	Verlauf des Angriffswinkels	119
8.5.2	Sensorentwurf	120
8.5.3	Kalibrierung des Sensors	122
8.6	Fertigung und Zusammensetzung des Gesamtsystems	122
8.6.1	Verwendete Leichtbaumethoden	122
8.6.2	Rahmenstruktur der Orthese	123
8.6.3	Integration der Gelenk-Kinematik	123
8.6.4	Steuereinheit und Software	124
8.6.5	Realisierung von TSA und PTSA	124
8.6.6	Integration zum Gesamtsystem	124
8.6.7	Kenndaten	125
8.7	Fazit	126
9	Charakterisierung des Gesamtsystems	129
9.1	Zielstellungen	129
9.2	Verfahrensweise und Randbedingungen	129
9.2.1	Versuchsumgebung	129
9.2.2	Regelung von TSA und PTSA	131
9.3	Charakterisierung der indirekten Drehmomentbestimmung	132
9.4	Dynamische Funktionsprüfung	134
9.5	Einordnung in den Stand der Technik	135
9.6	Fazit	135
10	Zusammenfassung und Ausblick	137
10.1	Zusammenfassung der Ergebnisse	137

10.2 Ausblick	138
10.2.1 Weiterführung der Arbeit	138
10.2.2 Weiterer Forschungsbedarf	139
Literaturverzeichnis	141
Anhang	165
A Übersicht zum Stand der Technik und Einordnung	165
B Vergleich von TSA- und QuadHelix-Konzept	177
C Anforderungsliste	179
D Schnureigenschaften sowie Messverfahren und -abläufe	181
E Statistische Versuchsplanung	185
F Fotos der aufgebauten Orthese	191
Wissenschaftlicher Werdegang	193

Abkürzungsverzeichnis

AF	Ankle-foot
ÄM	Ältere Menschen
ANOVA	Analysis of variance
AV	Actual value
AW	Auswahlwahrscheinlichkeit
AWK	Auswahlkriterium
BDZ	Bowdenzug
BiB	Bundesinstitut für Bevölkerungsforschung
BLDC	Brushless direct current
BZ	Belastungszyklus
CFK	Carbonfaserverstärkter Kunststoff
DD	Drehmomentdichte
DH	DoHelix
DMS	Dehnmessstreifen
DoE	Design of Experiments
DOF	Degree of freedom
DoHelix	Doppelhelix
DR	Drehrate
DST	Treppabgehen
DV	Desired value
DZ	Dezentral
E-Modul	Elastizitätsmodul
EA	Eigene Auswertung
ED	Elektrodynamisch
ES	Exosuit
FBE	Full-body exoskeleton
FD	Forderung
FDM	Fused Deposition Modeling
FEM	Finite-Elemente-Methode
FEP	Fluorinated Ethylene Propylene
FO	Feet-off
FOR	Forschung
FSK	Faktorstufenkombinationen
GZ	Gewichtszuladung
HKAF	Hip-knee-ankle-foot
HKAFO	Hip-knee-ankle-foot-orthosis

HM-HT	High-modulus and high-tenacity
HMI	Mensch-Maschine-Interaktion
HMPE	High-modulus polyethylene
HPF	High performance fibre
HSA	Herstellerangaben
HYD	Hydraulisch
IZ	Innenzug des Bowdenzugs
KAB	Körperlich anspruchsvolle Berufsgruppen
KAF	Knee-ankle-foot
KE	Kommerziell erhältlich
KS	Kurvenscheibe
Lat	Lateral
LCP	Liquid crystal polymers
LW	Literaturwerte
Med	Medial
MRK	Magnetorheologische Kupplung
MS	Muskelschwäche
MW	Messwert
MWT	Mittelwert
OS	Oberschenkel
PAN	Polyacrylnitril
PBO	Polyphenylen-2,6-benzobisoxazol
pdf	Probability density function
PE	Polyethylen
PNEU	Pneumatisch
POS	Position
PP	Polypropylen
PS	Prozentsatz
PTSA	Parallel Twisted String Actuator
QH	QuadHelix
QP	Quasi-passive Systeme
RP	Rehabilitationspatienten
RS	Referenzdrehmomentsensor
SEA	Seriell-elastischer Antrieb
SK	Militärische Streitkräfte
SLM	Selective Laser Melting
SMA	Shape memory alloy
SOS	Step-over-step
STC	Stair-climbing

STS	Sit-to-stand
Sum	Summe
TLCP	Thermotropic liquid crystal polymer
TSA	Twisted String Actuator
UPM	Universalprüfmaschine
US	Unterschenkel
UST	Treppaufgehen
UW	Unterstützende Wirkung
ÜW	Überlebenswahrscheinlichkeit
VW	Verstärkende Wirkung
WU	Wunsch
ZH	Zughülle des Bowdenzugs



Symbolverzeichnis

Kapitelübergreifende Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
b_{HS}	m	Breite des Biegebalkens
d_{IZ}	m	Durchmesser des Innenzugs
d_L	m	Innendurchmesser des Liners
d_S	m	Schnurdurchmesser
Δx	m	Kontraktion des Schnurgetriebes
$\Delta \dot{x}$	$\frac{m}{s}$	Translationsgeschwindigkeit des Schnurgetriebes
$\Delta \ddot{x}$	$\frac{m}{s^2}$	Translationsbeschleunigung des Schnurgetriebes
E	Pa	Elastizitätsmodul
ϵ_{el}		Elastische Dehnung
ϵ_{pl}		Plastische Dehnung
η_{BDZ}		Wirkungsgrad des Bowdenzugs
η_{Ges}		Gesamtwirkungsgrad
η_{PTSA}		Wirkungsgrad des PTSA
η_{RG}		Wirkungsgrad des Riemengetriebes
η_{TSA}		Wirkungsgrad des TSA
F_B	N	Bruchkraft einer Schnur
$F_{M,TSA,max}$	%	Fehler der indirekten Drehmomentbestimmung beim TSA
$F_{M,PTSA,max}$	%	Fehler der indirekten Drehmomentbestimmung beim PTSA
$F_{X,HS}$	N	Axial zur Hebelstruktur wirkende Kraftkomponente
F_Z	N	Zugkraft am Schnurgetriebe
$F_{Z,HS}$	N	Normal zur Hebelstruktur wirkende Kraftkomponente
$F_{Z,Ist}$	N	Messtechnisch ermittelte Zugkraft des Schnurantriebes
$F_{ZPTSA,max}$	N	Maximale Zugkraft des PTSA
$F_{Z,Soll}$	N	Soll-Zugkraft des Schnurantriebs
$F_{ZTSA,max}$	N	Maximale Zugkraft des TSA
h_{HS}	m	Höhe des Biegebalkens
i_G		Getriebeübersetzung
i_M	A	Motorstrom des Schnurantriebs
i_{RG}		Übersetzung des Riementriebs
k_L	$\frac{N}{m}$	Längssteifigkeit der Schnüre des Schnurgetriebes
k_Q	$\frac{N}{m}$	Quersteifigkeit der Schnüre des Schnurgetriebes
l_{HS}	m	Biegebalkenlänge
m_M	kg	Masse des Motors
$M_{K,Ist}$	Nm	Erzeugtes Unterstützungsdrehmoment am Knie
$M_{K,max}$	Nm	Maximales Kniedrehmoment bei Transferbewegungen

Symbol	Einheit	Beschreibung
$M_{K,Soll}$	Nm	Benötigtes Unterstützungsdrehmoment am Knie
M_M	Nm	Motordrehmoment
$M_{M,max}$	Nm	Maximales Motordrehmoment
n_B		Anzahl paralleler Schnurbündel
$n_{B,max}$		Maximale Anzahl paralleler Schnurbündel
n_{BZ}		Anzahl erfolgreich durchgeführter Belastungszyklen
n_M		Anzahl der durchgeführten Messungen
n_S		Anzahl paralleler Schnüre in einem Schnurbündel
$n_{S,max}$		Maximale Anzahl paralleler Schnüre in einem Schnurbündel
n_{STS}		Anzahl STS-Vorgänge pro Tag
n_{STC}		Anzahl STC-Vorgänge pro Tag
φ_K	rad	Kniewinkel
$P_{K,max}$	W	Maximale mechanische Leistung bei Transferbewegungen
$\varphi_{K,max}$	rad	Maximaler Kniewinkel
φ_{KS}	rad	Winkel im Koordinatensystem der Kurvenscheibe
φ_N	rad	Kraftangriffswinkel zur Normalen der Hebelstruktur
ρ_A	$\frac{Nm}{kg}$	Drehmomentdichte der Antriebseinheiten aus dem Stand der Technik
R_{KS}	m	Hebel an der Kurvenscheibe
$R_{KS,max}$	m	Maximaler Hebel an der Kurvenscheibe
$R_{KS,min}$	m	Minimaler Hebel an der Kurvenscheibe
t	s	Zeit
θ_M	rad	Rotationswinkel des Schnurgetriebes
$\dot{\theta}_M$	$\frac{rad}{s}$	Rotationsgeschwindigkeit des Schnurgetriebes
$\ddot{\theta}_M$	$\frac{rad}{s^2}$	Rotationsbeschleunigung des Schnurgetriebes
t_W	s	Vorbehandlungszeit der Schnüre
Θ_{ZH}	rad	Biegewinkel der Zughülle
w_{max}	m	Maximale Auslenkung des Biegebalkens
x	m	Aktuelle Schlittenposition des Schnurgetriebes
x_0	m	Ausgangslänge des Schnurgetriebes
x_{HS}	m	Position entlang des Biegebalkens

Kapitel 2: Aktorik und Kinematik in aktiven Kniegelenk-Orthesen

Symbol	Einheit	Beschreibung
b_L	m	Breite der Leiterschleife im Magnetfeld
\vec{B}_P	T	Magnetische Flussdichte des Permanentmagneten
$\Delta\varphi_F$	rad	Differenzwinkel der Drehfeder
η_G		Wirkungsgrad des Getriebes
F_L	N	Lorentzkraft
i_L	A	Strom in einer Leiterschleife
k_F	$\frac{Nm}{rad}$	Federkonstante der Drehfeder

Symbol	Einheit	Beschreibung
\vec{l}_L	m	Effektive Länge der Leiterschleife im Magnetfeld
M_{FG}	Nm	Drehmoment-Führungsgröße
m_G	kg	Masse des Getriebes
M_{Ist}	Nm	Aktuelles Drehmoment
M_L	Nm	Drehmoment an der Leiterschleife
n	rpm	Drehzahl des Antriebs
N		Anzahl der Leiterschleifen im Magnetfeld
ω	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Drehrate des Antriebs
ω_A	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Drehrate der Antriebseinheiten aus dem Stand der Technik
φ_1	rad	Getriebeseitiger Winkel an der Drehfeder
φ_2	rad	Lastseitiger Winkel an der Drehfeder
P_{Out}	W	Leistung am Getriebeausgang
P_{In}	W	Leistung am Getriebeeingang
R_{Heb}	m	Hebel zur Umrechnung der Kennwerte von Linearantrieben
Θ	A	Magnetische Durchflutung
v	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Bahngeschwindigkeit des Antriebs

Kapitel 3: Schnurantriebe

Symbol	Einheit	Beschreibung
d_D	m	Drahtdurchmesser
d_F	m	Filamentdurchmesser
d_W	m	Durchmesser der Wickelwelle
ϵ		Dehnung
$\dot{\epsilon}$	$\frac{1}{\text{s}}$	Dehnrage
η_{QH}		Wirkungsgrad des QuadHelix-Antriebs
F_S	N	Seilkraft im DoHelix-Ansatz
l_{max}	m	Abstand der Schnurenden im abgewickelten Zustand
l_{min}	m	Abstand der Schnurenden im aufgewickelten Zustand
σ	Pa	Mechanische Spannung
σ_0	Pa	Mechanische Ausgangsspannung

Kapitel 4: Antriebskonzept der Orthese

Symbol	Einheit	Beschreibung
A_{IZ}	mm^2	Querschnittsfläche des Innenzugs
α_H	rad	Steigungswinkel der Helix
δ	$\frac{\text{m}}{\text{N}}$	Nachgiebigkeit des Schnurgetriebes
Δx_{In}	m	Eingangsseitige Verschiebung des Innenzugs gegenüber der Zughülle

Symbol	Einheit	Beschreibung
Δx_{KS}	m	Hub an der Kurvenscheibe
$\Delta \dot{x}_{KS}$	$\frac{m}{s}$	Translationsgeschwindigkeit an der Kurvenscheibe
$\Delta \ddot{x}_{KS}$	$\frac{m}{s^2}$	Translationsbeschleunigung an der Kurvenscheibe
$\Delta \varphi$	rad	Winkelumfang des Kniegelenks bei maximaler Flexion und Extension
Δx_{max}	m	Maximal mögliche Kontraktion
Δx_{OS}	m	Längung des Innenzugs bei Vorspannkraft
Δx_{Out}	m	Ausgangsseitige Verschiebung des Innenzugs gegenüber der Zughülle
d_W	m	Durchmesser der Befestigungswelle des Schnurgetriebes
d_Z	m	Durchmesser des Ersatzzylinders
f_K	m	Parameter zur Berücksichtigung der Steifigkeit des Schnurgetriebes
$F_{N,BDZ}$	N	Normalkraft im Bowdenzug
$F_{R,BDZ}$	N	Coulombsche Reibung im Bowdenzug
$F_{Z,In}$	N	Zugkraft am Eingang des Bowdenzugs
$F_{Z,OS}$	N	Vorspannkraft des Antriebs
$F_{Z,Out}$	N	Zugkraft am Ausgang des Bowdenzugs
h_H	m	Ganghöhe der Helix
$h_{H,min}$	m	Minimale Ganghöhe der Helix
h_S	m	Halbe Ganghöhe
k	$\frac{N}{m}$	Steifigkeit des Schnurgetriebes
k_H	$\frac{1}{rad}$	Steigung der Helix
k_{IZ}	$\frac{N}{m}$	Steifigkeit des Innenzugs
$l_{HS,1}$	m	Biegebalkenlänge
$l_{HS,2}$	m	Abstand zur Lagerstelle B
L_{IZ}	m	Länge des Innenzugs
L_{VK}	m	Länge des Innenzugs bei Vorspannkraft
L_{ZH}	m	Länge der Zughülle
M_B	Nm	Biegemoment
m_E	kg	Masse der Elektronik
m_F	kg	Masse der Feder und der Sicherungselemente
m_G	kg	Masse des Gehäuses
m_K	kg	Masse des Kegelradgetriebes
$M_{K,STC}$	$\frac{Nm}{kg}$	Kniedrehmomentverlauf beim STC
$M_{K,STS}$	$\frac{Nm}{kg}$	Kniedrehmomentverlauf beim STS
M_{max}	$\frac{Nm}{kg}$	Maximales Kniedrehmoment bei Transferbewegungen
M_{min}	$\frac{Nm}{kg}$	Minimales Kniedrehmoment bei Transferbewegungen
m_P	kg	Masse des Planetengetriebes
m_{PB}	kg	Masse des Probanden
μ		Reibungskoeffizient des Bowdenzugs
\dot{M}_{STC}	$\frac{Nm}{kg s}$	Drehmomentsteigung beim STC
\dot{M}_{STS}	$\frac{Nm}{kg s}$	Drehmomentsteigung beim STS
$n_{BZ,QH}$		Maximale Anzahl an Belastungszyklen beim QuadHelix-Antrieb

Symbol	Einheit	Beschreibung
$n_{\text{BZ,TSA}}$		Maximale Anzahl an Belastungszyklen beim TSA-Antrieb
n_{p}		Anzahl der untersuchten Probanden
n_{Walk}		Anzahl der Schritte pro Tag
$\omega_{\text{K,STC}}$	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Kniewinkelgeschwindigkeit beim STC
$\omega_{\text{K,STS}}$	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Kniewinkelgeschwindigkeit beim STS
$P_{\text{K,STC}}$	$\frac{\text{W}}{\text{kg}}$	Verlauf der mechanischen Leistung beim STC
$P_{\text{K,STS}}$	$\frac{\text{W}}{\text{kg}}$	Verlauf der mechanischen Leistung beim STS
$\varphi_{\text{K,STC}}$	rad	Kniewinkelverlauf beim STC
$\varphi_{\text{K,STS}}$	rad	Kniewinkelverlauf beim STS
$\dot{\varphi}_{\text{K,STC}}$	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Kniewinkelgeschwindigkeit beim STC
$\dot{\varphi}_{\text{K,STS}}$	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Kniewinkelgeschwindigkeit beim STS
$\varphi_{\text{KS,max}}$		Maximaler Winkelumfang der Kurvenscheibe
P_{max}	$\frac{\text{W}}{\text{kg}}$	Maximale Leistung im Knie bei Transferbewegungen
φ_{max}	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Maximale Winkelgeschwindigkeit bei Transferbewegungen
P_{min}	$\frac{\text{W}}{\text{kg}}$	Minimale Leistung im Knie bei Transferbewegungen
φ_{min}	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Maximale Winkelgeschwindigkeit bei Transferbewegungen
R_{H}	m	Radius der Helix
$R_{\text{H,var}}$	m	Variabler Radius der Helix
R_{HS}	m	Distanz zwischen Rotationsachse des Drehgelenks und Lagerstelle B
R_{NF}	m	Biegeradius der Zughülle
s_{KS}	m	Strecke des Innenzugs zwischen Fixierung und Lagerstelle B
$s_{\text{KS,1}}$	m	Strecke des Innenzugs zwischen Kurvenscheibe und Lagerstelle B
$s_{\text{KS,2}}$	m	Strecke des Innenzugs an der Kurvenscheibe
$\theta_{\text{M,max}}$	rad	Maximaler Rotationswinkel des Schnurgetriebes
w'_{max}	rad	Maximale Neigung des Biegebalkens
x_{min}	m	Minimale Schlittenposition des Schnurgetriebes

Kapitel 5: Messaufbauten zur Charakterisierung von Material und Getriebe

Symbol	Einheit	Beschreibung
d_{A}	$\frac{\text{Nms}}{\text{rad}}$	Viskose Dämpfung des Motors
f_{G}	Hz	Grenzfrequenz
f_{R}	Hz	Regeltakt
F_{RD}	%	Regeldifferenz
f_{Sin}	Hz	Sinusfrequenz der Führungsgröße
k_{D}		Differentialanteil des PID-Reglers
k_{I}		Integralanteil des PID-Reglers
k_{K}	$\frac{\text{N}}{\text{m}}$	Steifigkeit des Kabels
$k_{\text{M,A}}$	$\frac{\text{Nm}}{\text{A}}$	Motorkonstante des Motors
k_{P}		Proportionalanteil des PID-Reglers

Symbol	Einheit	Beschreibung
M_R	Nm	Unbekanntes Reibmoment
p_{PG}		Übersetzung des Planetengetriebes
r_{SW}	m	Radius der Seilwinde
T_f	s	Zeitkonstante des Realisierungspol
Θ_M	kg m ²	Motorträgheitsmoment
Θ_{PG}	kg m ²	Trägheitsmoment des Planetengetriebes
Θ_{SW}	kg m ²	Trägheitsmoment der Seilwinde
t_T	s	Totzeit des Systems
\tilde{V}		Störgrößenkompensationsterm
x_B	m	Schlittenposition

Kapitel 6: Festlegung der Getriebeparameter

Symbol	Einheit	Beschreibung
α		Wahrscheinlichkeit einen Fehler 1. Art zu begehen
β		Wahrscheinlichkeit einen Fehler 2. Art zu begehen
$\Delta\mu$		Zu entdeckender Effekt
$d_{S_{\max}}$	m	Maximal erlaubter Durchmesser der Schnüre
$F_{Z,\max}$	N	Maximale Zugkraft von TSA und PTSA
k		Anzahl der zu untersuchenden Faktoren
κ		Form-Parameter der Weibull-Verteilung
L		Anzahl der gewählten Faktorstufen
λ		Skalen-Parameter der Weibull-Verteilung
m_{FSK}		Anzahl der Faktorstufenkombinationen
$n_{BZ,I}$	BZ	Gemessene Lebensdauer des Getriebes
$n_{BZ,W}$	BZ	Wunschlebensdauer des Getriebes in Belastungszyklen
n_{EV}		Anzahl der Einzelversuche
n_{FSK}		Anzahl der Wiederholungen aller Faktorstufenkombinationen
n_{SB_1}	BZ	Überstandene Belastungszyklen des vorzeitig versagenden Bündels
n_{SB_2}	BZ	Überstandene Belastungszyklen des verbleibenden Bündels
n_{VS}		Anzahl vorselektierter Schnüre
n_Z		Anzahl der Spannungszyklen beim unterbrochenen Zeitstandversuch
PS		Diskrepanz beim Ausfall der Schnurbündel
S_i		Vorselektierte Schnur
σ		Standardabweichung des Aufbaus
σ_B	Pa	Individuelle Bruchspannung einer Schnur
$\sigma_{B,\max}$	Pa	Maximale Bruchspannung einer Schnur
σ_Z	Pa	Mechanische Spannung der Schnur bei maximaler Zugkraft
$t_{MD,\max}$	s	Messdauer des Kriechversuchs
$x_{0,\max}$	m	Maximale Ausgangslänge des Getriebes

Kapitel 7: Charakterisierung der Schnurantriebe

Symbol	Einheit	Beschreibung
Δx_{NF}	m	Auslenkung des Getriebes bei Zugkraft
δ_{TSA}	$\frac{m}{N}$	Nachgiebigkeit des TSA
$\eta_{KG,max}$		Maximaler Wirkungsgrad klassischer Getriebe
$\eta_{PTSA,max}$		Maximaler Wirkungsgrad des PTSA
$\eta_{TSA,max}$		Maximaler Wirkungsgrad des TSA
k_B		Steifigkeiten eines Schnurbündels des PTSA
k_{PTSA}	$\frac{N}{m}$	Steifigkeit des Getriebes im PTSA
k_{TSA}	$\frac{N}{m}$	Steifigkeit des Getriebes im TSA
n_{SP}		Anzahl der Sensormesswerte für einen Belastungszyklus
n_{SS}		Anzahl der Spannungsstufen
P_{Ein}	W	Mechanische Leistung des Motors
P_{Aus}	W	Gemessene Leistung am Schlitten
s_M		Sicherheitsfaktor zur Wahl eines Motors
σ_N	Pa	Mechanische Nennspannung
$\sigma_{Z,max}$	Pa	Maximale Prüfspannung
\dot{x}	$\frac{m}{s}$	Translationsgeschwindigkeit des Schlittens

Kapitel 8: Realisierung des Gesamtsystems für den Einsatz in der Orthese

Symbol	Einheit	Beschreibung
A	V	Ausgangsspannung des Sensors im unbelasteten Zustand
B	V	Steigung der Kennlinie bei Belastung des Sensors
ΔR	Ω	Widerstandsänderung im DMS
$\Delta \Theta_{ZH,max}$	rad	Maximaler Biegewinkel bei Extension des Knies
$\Delta \Theta_{ZH,min}$	rad	Minimaler Biegewinkel bei Flexion des Knies
ϵ_{DMS}		Dehnung im Dehnmessstreifen
ϵ_{HS}		Normaldehnung über der Biegebalkenlänge
$F_{B,IZ}$	N	Bruchkraft des Innenzugs
F_G	%	Fehlergrenze des Sensors
F_H	%	Hysteresefehler des Sensors
F_L	%	Linearitätsfehler des Sensors
KM_X		x-Koordinate des Kreismittelpunkts
KM_Y		y-Koordinate des Kreismittelpunkts
$\varphi_{K,Start}$	rad	Startwinkel bei Extension des Kniegelenks
μ		Haftreibungskoeffizient beim Bowdenzug
R_0	Ω	Grundwiderstand
$R_{BR,min}$	m	Minimaler Biegeradius des Bowdenzugs
$R_{p0,2}$	Pa	Streckgrenze

Symbol	Einheit	Beschreibung
$\sigma_{HS,max}$	Pa	Maximale mechanische Spannung im Verformungskörper
t_{max}	s	Angesetzte Ausführungszeit der Transferbewegung
U_0	V	Speisespannung der Wheatstone-Brücke
U_B	V	Brückenspannung der Wheatstone-Brücke

Kapitel 9: Charakterisierung des Gesamtsystems

Symbol	Einheit	Beschreibung
F_{GZ}	N	Gewichtskraft der Gewichtszuladung
F_{OS}	N	Gewichtskraft des Oberschenkels
l_{GZ}	m	Abstand zum Schwerpunkt der Gewichtszuladung
l_{OS}	m	Abstand zum Schwerpunkt des Oberschenkels
$M_{K,RS}$	Nm	Gemessenes Unterstützungsdrehmoment des Referenzsensors
$M_{K,Sum}$	Nm	Gemessenes Unterstützungsdrehmoment des medialen und lateralen Gelenks
ρ_{PTSA}	$\frac{Nm}{kg}$	Drehmomentdichte des PTSA
ρ_{TSA}	$\frac{Nm}{kg}$	Drehmomentdichte des TSA
$\theta_{M,FG}$	rad	Führungsgröße zur Positionsregelung der Antriebe
$\theta_{M,Ist}$	rad	Aktuelle Rotorposition des Motors
Θ_G	$kg\,m^2$	Trägheitsmoment des Oberschenkels
t_{VD}	s	Verweildauer

1 Einführung

Der Leichtbau hat in allen Bereichen der industriellen Produktentwicklung und Fertigung an Bedeutung gewonnen. Dabei geht es primär darum, definierte Anforderungen in einem System mit geringer Masse zu vereinen und so einen nutzbaren Vorteil zu generieren. Dieser Vorteil kann sich beispielsweise in einer Material- und Kostenersparnis, einer Anhebung der Leistungsdichte oder der Nutzerakzeptanz darstellen.

In der medizinischen Forschung an aktiven Assistenzsystemen zur Mobilitätserhaltung bei älteren Menschen besteht zunehmend Bedarf an innovativer Leichtbautechnologie zur Realisierung leichter und kompakter Gesamtsysteme, die eine effiziente Bewegungsunterstützung zulassen und gleichzeitig eine hohe Akzeptanz aufweisen. Dies betrifft vor allem die verwendete Antriebstechnik, welche maßgeblich zum Gesamtgewicht des Systems beiträgt.

1.1 Motivation

Demografische Prognosen des Bundesinstituts für Bevölkerungsforschung (BiB) zeigen bis zum Jahr 2060 einen deutlichen Anstieg der über 65-Jährigen bei geringfügiger Zunahme der Lebenserwartung [1]. In Abbildung 1.1 ist die Altersentwicklung für den Zeitraum von 1960 bis 2060 dargestellt.

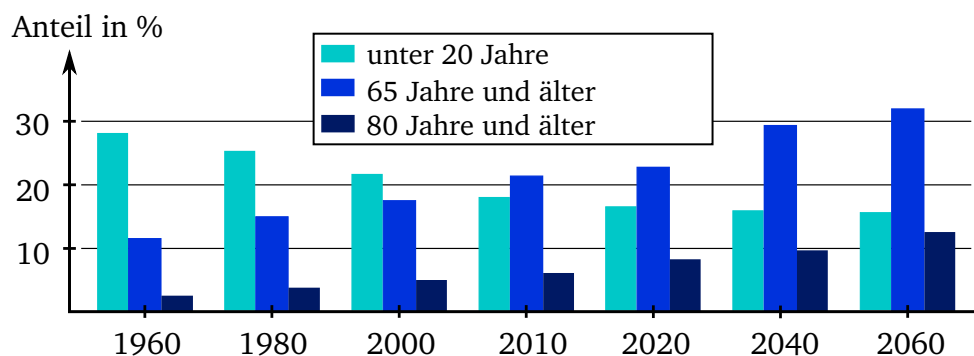


Abbildung 1.1: Demografische Prognosen des BiB bis zum Jahr 2060 (Quelle: in Anlehnung an [1])

Mit fortschreitendem Alter ist der Mensch einer natürlichen Degradation der eigenständigen Mobilität ausgesetzt. Dies äußert sich zunächst durch eine eingeschränkte Leistungsfähigkeit bei Transferbewegungen, wie dem Aufstehen aus dem Sitzen (*sit-to-stand*, STS) und dem Treppensteigen (*stair-climbing*, STC) [2]. Die Einschränkung der Mobilität kann krankheitsbedingt auftreten, aber auch auf eine reduzierte Leistungsfähigkeit der kniestreckenden Muskulatur zurückgeführt werden [3, 4]. Zudem belegen Untersuchungen, dass beim STS [5, 6], STC [7–9] und Gehen [10] eine Umverteilung biomechanischer Kenngrößen (Winkel, Drehmomente und Leistung) in Hüft-, Knie- und Sprunggelenk stattfindet.

Diese Umverteilung fällt zu Ungunsten des Hüftgelenks aus, sodass dieses stärker beansprucht wird. Die Ergebnisse der Untersuchungen in [6, 11–13] legen die Schlussfolgerung nahe, dass bereits eine anteilige Unterstützung der kniestreckenden Muskulatur zu einer verbesserten Mobilität führen kann.

1.2 Assistenzsysteme im Alltag

Die Fähigkeit der eigenständigen Bewältigung von Transferbewegungen ist essentiell für die häusliche und außerhäusliche Mobilität älterer Menschen und beeinflusst ihre Teilhabe am gesellschaftlichen Leben maßgeblich [14]. Ist die Mobilität beeinträchtigt, so werden zur Wiederherstellung verschiedene stationäre und mobile technische Hilfsmittel (Assistenzsysteme) verwendet. Zu den meist genutzten gehören Rollator und Rollstuhl [15], aber auch Treppenlifte und Aufzüge leisten einen entsprechenden Beitrag. Nachteilig ist, dass die mobilen Systeme nur bei Fortbewegung in der Ebene und die stationären Systeme nur ortsgebunden funktionieren. Seit einigen Jahren wird deswegen an mobilen Systemen in Form von aktiven Orthesen und Exoskeletten geforscht, die unabhängig vom Umfeld funktionsfähig sind.

Bei Orthesen und Exoskeletten handelt es sich um außerhalb des Körpers liegende Stützstrukturen, welche zur Modifikation struktureller und funktioneller Eigenschaften des neuromuskulären Skelettsystems oder zur Leistungssteigerung bei gesunden Nutzern eingesetzt werden [16, 17]. Die Systeme müssen folglich vom Nutzer mitgeführt werden.

1.3 Das Projekt „Adaptive Kniegelenk-Orthese“

Im Rahmen eines DFG-finanzierten Kooperationsprojekts wird an der Realisierung einer adaptiven Kniegelenk-Orthese zur Mobilitätsunterstützung älterer Menschen geforscht. Diese erkennt eigenständig die Intention des Nutzers und unterstützt gezielt Transferbewegungen. Bei Transferbewegungen erfolgt eine anteilige Unterstützung, sodass der Nutzer eigene Muskelkraft beisteuern muss. Beim Gehen sollen die Anwender die Orthese nicht wahrnehmen und möglichst nicht beeinträchtigt werden. Die anteilige Unterstützung wird auf Basis der Erkenntnisse in [6, 11–13] auf 30% des eigenen Kniedrehmoments festgesetzt. Erste Untersuchungen mit der Orthese werden an jungen und gesunden Probanden durchgeführt.

Abbildung 1.2 zeigt die erste Experimentierplattform, die zu Ganganalysezwecken bei Transferbewegungen eingesetzt wird.

Ein zentrales Element der gesamten Orthese ist der verwendete Antrieb. In der ersten Experimentierplattform wird ein seriell-elastischer Antrieb (SEA) eingesetzt, welcher ein unterstützendes Drehmoment am Kniegelenk einleitet. Die wichtigsten Kennwerte der Orthese und des SEA sind in Tabelle 1.1 zusammengefasst (siehe auch [18–20]).



Abbildung 1.2: Erste Experimentierplattform zur Unterstützung des Kniegelenks

Tabelle 1.1: Mechanische Eigenschaften und Kennwerte der adaptiven Kniegelenk-Orthese und des SEA

Eigenschaften	Wert	Einheit
Gewicht der Orthese		
Oberschenkelmanschette	1,3	kg
Unterschenkelmanschette	1	kg
Fußteil	1,13	kg
Kennwerte des SEA		
Max. Drehmoment	25	Nm
Max. Drehrate	5,8	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$
Gewicht	2,3	kg

1.4 Ziele und Organisation der Arbeit

Eine Vielzahl unabhängiger Untersuchungen zu aktiven Orthesen und Exoskeletten belegen die Notwendigkeit mobiler Orthesen und Exoskelette mit geringer Masse [17, 21–30]. Hierbei wird unter anderem eine leichte, kompakte und gleichzeitig leistungsfähige Antriebstechnik gefordert.

Ziel dieser Arbeit ist die systematische Analyse der Leistungsfähigkeit derzeitiger Systeme. Auf dieser Basis kann die Identifikation von Einsparpotentialen erfolgen. Durch Anwendung alternativer Lösungsansätze bei der Entwicklung der Antriebe und die kontinuierliche Umsetzung von Leichtbaustrategien soll ein Antrieb mit geringer Masse realisiert werden, der in einer neuen Experimentierplattform Anwendung findet.

Zur Realisierung der Zielsetzung wird zunächst der Stand der Technik analysiert, welcher die Leistungsfähigkeit aktueller Systeme quantifiziert (**Kapitel 2**). Weiterhin werden neue Getriebe auf Basis von Polymer-Schnüren vorgestellt sowie Vor- und Nachteile derartiger Getriebe aufgezeigt (**Kapitel 3**). Darauf aufbauend werden ein Konzept eines Leichtbauantriebs erstellt, der Ansatz modelliert und wichtige Anforderungen an das Antriebssystem definiert (**Kapitel 4**). Durch eine systematische Auslegung (**Kapitel 5 und 6**), Charakterisierung (**Kapitel 7**) und Integration des Antriebs in eine neue Kniegelenk-Orthese (**Kapitel 8 und 9**) entsteht ein neues Gesamtsystem, welches für Untersuchungen am Menschen zur Verfügung steht.

2 Aktorik und Kinematik in aktiven Kniegelenk-Orthesen

Dieses Kapitel zeigt den Stand der Technik bei der Anwendung aktiver Orthesen und Exoskelette mit den Schwerpunkten der verwendeten Orthesengelenkkinematik sowie Antriebs- und Getriebetechnik. Hierzu wird zunächst eine Übersicht aktueller Forschungsprojekte und kommerzieller Orthesen skizziert, welche hinsichtlich der eingesetzten Komponenten untersucht werden. Häufig genutzte Systemkomponenten werden im Detail betrachtet.

2.1 Stand der Technik zu aktiven Orthesen und Exoskeletten

Es existiert eine Vielzahl unterschiedlicher Forschungsprojekte, die sich auf den Einsatz aktiver Orthesen und Exoskelette für die unteren Extremitäten sowie für unterschiedliche Anwendungen und Zielgruppen konzentrieren (siehe Anhang A). In [15, 17, 21–25, 27, 29–40] werden der aktuelle Stand der Technik sowie wichtige Errungenschaften und Herausforderungen beim Einsatz aktiver Orthesen und Exoskelette gezeigt. In [41] sind zudem gängige Regelungsansätze zu finden, die zur Regelung der Gesamtsysteme eingesetzt werden.

Tabelle A.2 im Anhang bietet eine Übersicht der 53 bekannten Forschungsprojekte und kommerziell erhältlichen, aktiven Kniegelenk-Orthesen. Aus der Auflistung geht hervor, dass zum jetzigen Zeitpunkt nur sehr wenige Systeme kommerziell erhältlich sind, sodass der Großteil im Rahmen von Forschungsprojekten realisiert wird. Im Folgenden wird eine Auswertung der recherchierten Forschungsprojekte und kommerziell erhältlichen Orthesen im Hinblick auf die verwendete Antriebs- und Getriebetechnik durchgeführt.

2.1.1 Verwendete Antriebstechnik

Nach [26, 28, 34, 42, 43] und Tabelle A.2 werden i. d. R. elektrische, pneumatische und hydraulische Antriebe eingesetzt. Weiterhin werden piezoelektrische Antriebe und Antriebe auf Basis von Formgedächtnislegierungen (*shape memory alloys*, SMA) verwendet [42].

Die Auswertung von Tabelle A.2 ergibt, dass bei $\approx 60\%$ der bekannten Systeme elektrische Antriebe verwendet werden (gefolgt von pneumatischen und hydraulischen Antrieben mit jeweils $\approx 20\%$). Pneumatische und hydraulische Antriebe bieten zwar den Vorteil einer vergleichsweise hohen Leistungsdichte [44] aber auch die Nachteile einer komplexen und aufwendigen Modellierung und Regelung der Antriebe [33, 34, 39] sowie der Notwendigkeit entsprechender Peripherie (z. B. Druckluftspeicher) [45]. Des Weiteren ist mit einer vergleichsweise hohen Geräuscentwicklung zu rechnen [42], die die Akzeptanz und Alltagstauglichkeit eines solchen Systems herabsetzt. In [46] sind beispielsweise sperrige Druckluftbehälter notwendig, welche eine mobile Einsatzdauer von lediglich 40

Minuten zulassen. Deswegen wird im Forschungsprojekt der adaptiven Kniegelenk-Orthese ein elektrischer Antrieb eingesetzt, welcher auf dem elektrodynamischen Wirkprinzip basiert (siehe Kapitel 2.1.2). Viele Forschergruppen verwenden elektrische Antriebe auch in Kombination mit einem elastischen Element im Antriebsstrang (seriell-elastische Antriebe, SEA). Funktion und Eigenschaften von SEAs werden in Kapitel 2.1.4 vorgestellt, hydraulische und pneumatische Systeme werden nicht näher betrachtet.

2.1.2 Elektrodynamisches Wirkprinzip

Das elektrodynamische Wirkprinzip beruht auf der Kraftwirkung (Lorentzkraft) auf einen stromdurchflossenen Leiter in einem Magnetfeld. Abbildung 2.1 zeigt eine Leiterschleife mit der effektiven Länge \vec{l}_L , die von einem Strom i_L durchflossen wird und sich dabei in einem homogenen Magnetfeld mit der Flussdichte \vec{B}_P befindet. Das Magnetfeld wird in Abbildung 2.1 von einem Permanentmagneten erzeugt.

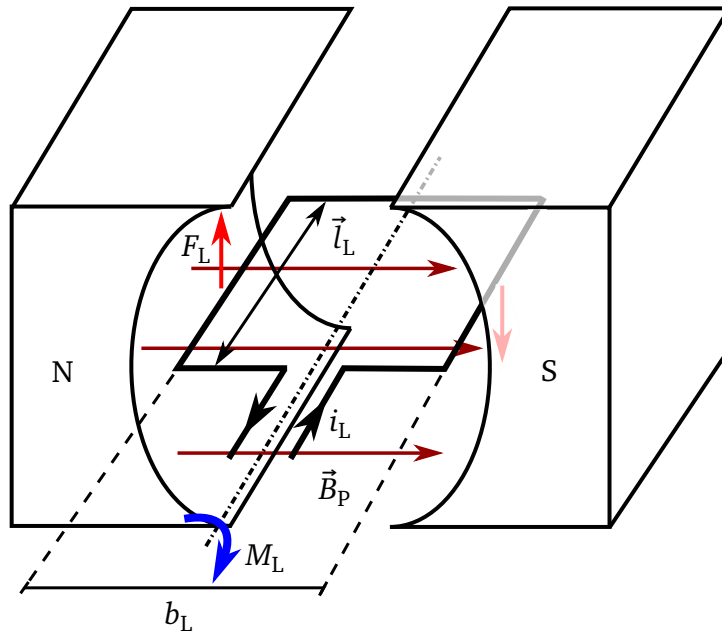


Abbildung 2.1: Lorentzkraft am Beispiel einer Leiterschleife

Die Lorentzkraft F_L in Abbildung 2.1 ist durch Gleichung 2.1 definiert.

$$F_L = i_L (\vec{l}_L \times \vec{B}_P) \quad (2.1)$$

Befinden sich mehrere Leiterschleifen im Magnetfeld eines Motors, so kann mit der magnetischen Durchflutung $\Theta = N i_L$, dem Hebel $\frac{b_L}{2}$ zur Drehachse des Motors und Gleichung 2.1 das Drehmoment M_L bezüglich der Drehachse berechnet werden (siehe Gleichung 2.2).

$$M_L = b_L F_L = b_L N i_L l_L B_P \quad (2.2)$$

Auf Basis des beschriebenen Wirkprinzips können unterschiedliche Variationen eines Elektromotors abgeleitet werden. In [47] sind eine Übersicht der wichtigsten Funktionsprinzipien und Aufbauten von Kleinantrieben bis zur Abgabeleistung von 750 W zusammengefasst.

Die Analyse des Stands der Technik in Kapitel 2.1.1 und Tabelle A.2 zeigen, dass ausschließlich Gleichstrommaschinen (permanent und elektrisch erregt) eingesetzt werden, die in einer großen Auswahl zur Verfügung stehen. Die meisten erzeugen eine hochtourige rotatorische Bewegung an der Ausgangswelle des Motors. Die so erzeugte mechanische Energie muss in den meisten Anwendungen mit Hilfe von Getrieben umgeformt werden, damit die spezifischen Anforderungen an der Lastseite erfüllt werden.

2.1.3 Klassifizierung mechanischer Getriebe

Nach [48] dienen Getriebe der Umformung oder Übertragung von Bewegungen und Kräften. Ein Getriebe kann als Vierpol dargestellt werden (siehe Abbildung 2.2) [47].

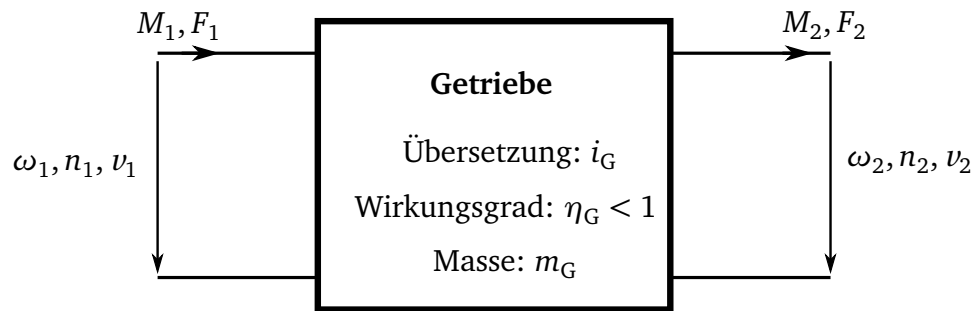


Abbildung 2.2: Darstellung eines Getriebes als Vierpol (Quelle: in Anlehnung an [47])

Dabei überführt das Getriebe unter Berücksichtigung der Übersetzung i_G und des Wirkungsgrades η_G eine eingangsseitige Differenz- und Flussgröße in eine ausgangsseitige Differenz- und Flussgröße (siehe Gleichung 2.3).

$$i_G = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad i_G = \frac{M_2}{M_1} = \frac{F_2}{F_1} \quad P_{\text{Out}} = \eta_G P_{\text{In}} \quad (2.3)$$

Die Winkelgeschwindigkeit ω , die Drehzahl n und die Bahngeschwindigkeit v sind die Differenzgrößen, während das Drehmoment M bzw. die Kraft F die Flussgrößen des Vierpols darstellen. Da die Realisierung mechanischer Getriebe immer mit Reibverlusten verbunden ist, muss der Wirkungsgrad stets $\eta_G < 1$ betragen. Die Übersetzung des Getriebes kann eine lineare oder nichtlineare Übertragungsfunktion aufweisen.

Getriebe lassen sich nach ihrer Funktion, der Lage der Drehachsen und der charakteristischen Getriebeelemente unterscheiden [49]. Zusätzlich ist eine Unterscheidung nach der am Eingang und Ausgang erzeugten Bewegungsform möglich [47]. Das Diagramm in Abbildung 2.3 zeigt eine Klassifizierung der Getriebe nach den genannten Merkmalen.

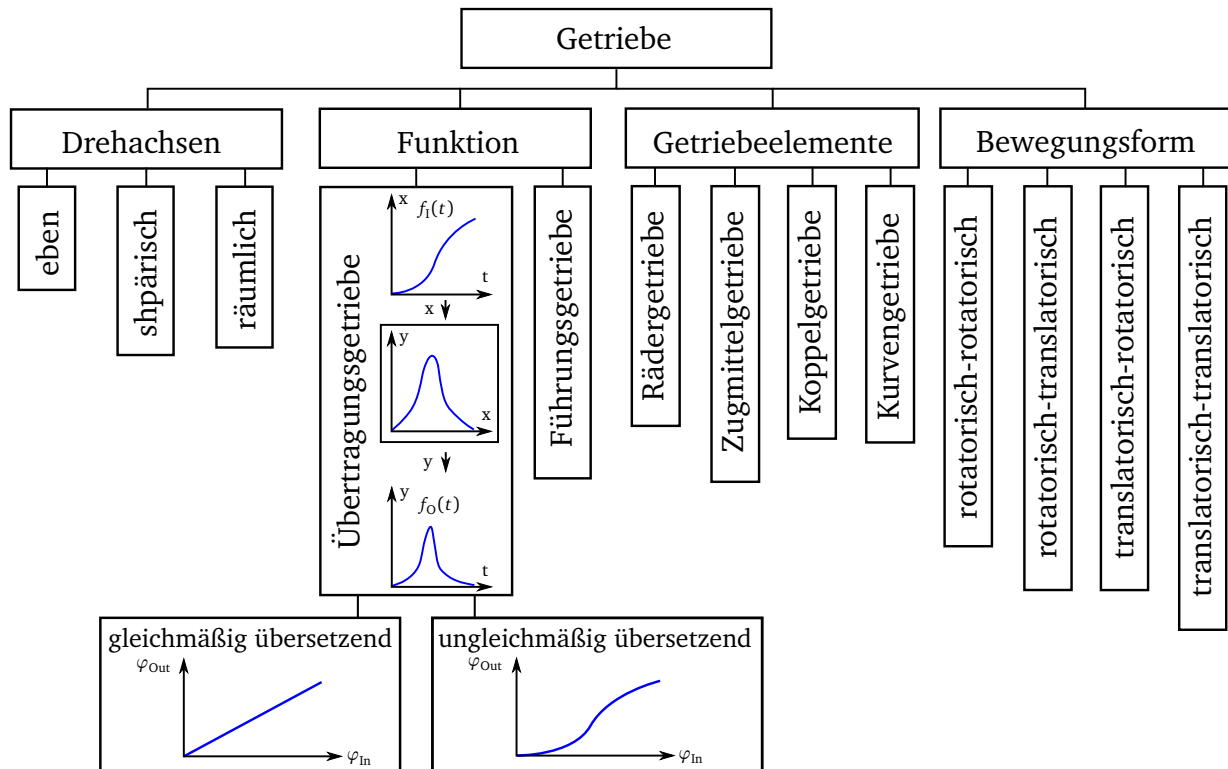


Abbildung 2.3: Klassifizierung mechanischer Getriebe (Quelle: in Anlehnung an [47, 49])

Ein Getriebe kann mehrere der in Abbildung 2.3 dargestellten Merkmale aufweisen. Im Rahmen dieser Arbeit werden verschiedene Getriebe eingesetzt, die der Funktion nach Übertragungsgetriebe sind, jedoch unterschiedliche Getriebeelemente und Bewegungsformen aufweisen. Getriebe, die mit Hilfe von Schnüren eine Umformung der Rotation der Antriebsmaschine durchführen, haben für diese Arbeit eine besondere Relevanz und werden in Kapitel 3 näher betrachtet.

Getriebe, die der Funktion nach Übertragungsgetriebe darstellen, formen eine Antriebsfunktion $f_I(t)$ in eine Ausgangsfunktion $f_O(t)$ um. Der funktionale Zusammenhang wird durch die Übertragungsfunktion $y = f(x)$ beschrieben [49]. Die Übertragungsfunktion kann linear (gleichmäßig übersetzend) oder nichtlinear (ungleichmäßig übersetzend) sein.

Die Analyse des Stands der Technik in Kapitel 2.1.1 und in Tabelle A.2 zeigen, dass hauptsächlich gleichmäßig übersetzende Getriebe eingesetzt werden. Zu den am häufigsten eingesetzten gehören Planeten-, Schnecken-, Schraub-, Wellen- und Riemengetriebe.

2.1.4 Seriell-elastische Antriebe (SEA)

Zusätzlich zum Antriebsmotor und einem passenden Getriebe werden in den Antriebssystemen aus dem Stand der Technik häufig elastische Elemente eingesetzt, um eine sichere Mensch-Maschine-Interaktion (HMI) zu realisieren [28, 42]. Diese Form des Antriebs wur-

de erstmalig 1995 in [50, 51] beschrieben und ist als seriell-elastischer Antrieb (SEA) bekannt. Abbildung 2.4 zeigt den funktionalen Aufbau eines SEA.

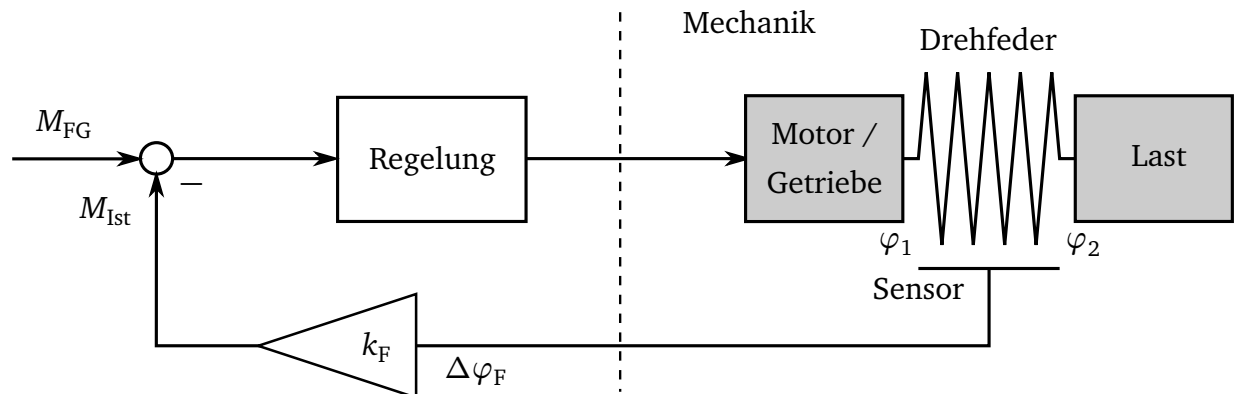


Abbildung 2.4: Funktionaler Aufbau des SEA (Quelle: in Anlehnung an [52])

Die Elastizität wird als mechanische Feder realisiert und entkoppelt den Antrieb von der Last. Nach [51, 52] bietet der Aufbau folgende Vorteile:

- Die Feder wirkt bidirektional als Tiefpassfilter, sodass die Empfindlichkeit gegenüber Stößen an der Lastseite herabgesetzt wird.
- Bei bekannter Federsteifigkeit k_F wird die Kraftregelung des Antriebs durch eine Positionsregelung des Differenzwinkels $\Delta\varphi_F = \varphi_2 - \varphi_1$ ermöglicht. Dies bietet vor allem beim Einsatz eines Getriebes bessere Regelungsergebnisse.
- Die Feder wirkt als Energiespeicher, was nach [53] zu einer effizienteren Fortbewegung führen kann.
- Durch die Elastizität bietet das System eine geringere passive Impedanz gegenüber der direkten Kopplung der Last.

Es existieren verschiedene Erweiterungen des SEA-Prinzips, welche die Realisierung des Antriebs in kompakter Bauform [54, 55], mit hoher Drehmomentdichte [56], mit Parallelschaltung von Kupplung und Elastizität [57] oder mit zur Laufzeit einstellbaren Steifigkeit des elastischen Elements [58–67] vorsehen. In [68] ist ein Überblick der möglichen Regleransätze dokumentiert.

Das SEA-Konzept wird ebenfalls in der ersten Experimentierplattform der Orthese umgesetzt (siehe Kapitel 1.3 und [18, 19, 69, 70]). Die Notwendigkeit eines Getriebes zur Anpassung der mechanischen Energie und der Einsatz einer Feder führen allerdings zu einer hohen Masse des Antriebs (siehe Tabelle 1.1).

2.2 Performance bisher verwendeter Antriebe

Im Folgenden wird die Drehrate und das Drehmoment der im Stand der Technik (siehe Tabelle A.2) eingesetzten Antriebe verglichen. Setzt man letzteres ins Verhältnis mit der

Masse der Antriebe, so lässt sich die massebezogene Drehmoment- bzw. Kraftdichte der Antriebe bestimmen.

Beim Vergleich liegt der Fokus auf der jeweils verwendeten Antriebseinheit, die auch vom Nutzer mitbewegt werden muss (d. h. Systeme mit externer Kraftzuführung werden vernachlässigt). Zur Bestimmung der Drehmomentdichte und Drehrate werden die Kenndaten aus der Literatur herangezogen. Sofern das Funktionsprinzip und die verwendeten Komponenten bekannt sind, wird auch eine Abschätzung der beiden Größen durchgeführt. Der Wirkungsgrad wird aufgrund der häufig fehlenden Angaben nicht berücksichtigt. Weiterhin werden, wenn möglich, die Kennwerte für den Nennbetrieb angeführt, um eine Vergleichbarkeit der Systeme sicherzustellen. Zur Umrechnung der Kennwerte von Linearantrieben wird ein Hebel vom $R_{\text{Heb}} = 45 \text{ mm}$ zugrunde gelegt. Abbildung 2.5 zeigt die Drehmomentdichte und Drehrate der Antriebe, für die eine Einordnung aufgrund vorhandener Daten möglich ist.

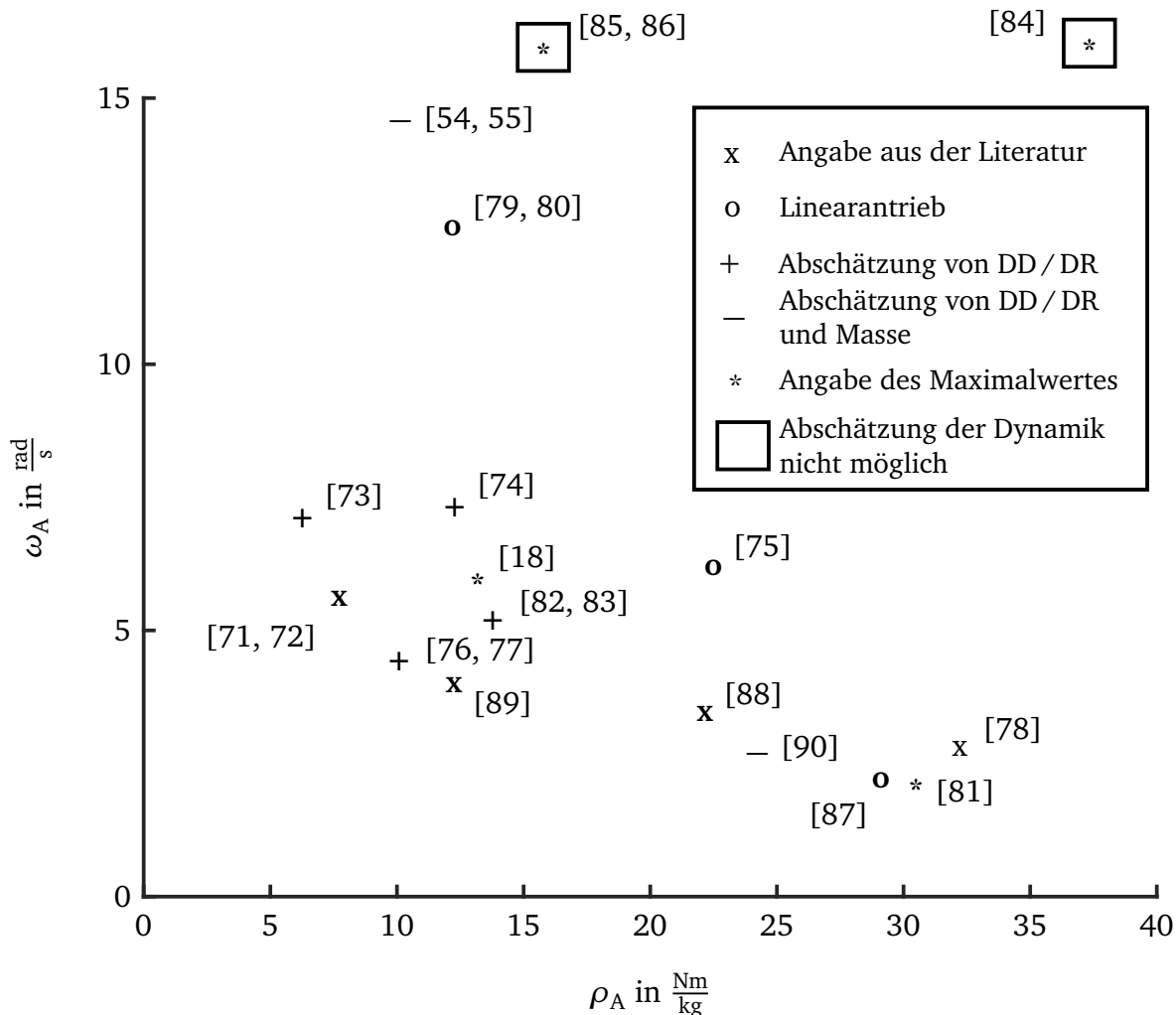


Abbildung 2.5: Vergleich der Drehmomentdichte (DD) in $\frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$ und Drehrate (DR) in $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$ verwendeter Antriebe in aktiven Orthesen und Exoskeletten. Das Zutreffen mehrerer Merkmale in der Legende ist durch eine Kombination der Symbole dargestellt.

Die maximale Drehmomentdichte der untersuchten Antriebe beträgt $38,1 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$. Allerdings ist die Dynamik des zugehörigen Antriebs unbekannt. Bei bekannter Drehrate von $2,8 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ beträgt die maximale Drehmomentdichte $32,5 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$. Die Leistungsdichte ist durch die Multiplikation von ω_A und ρ_A gegeben und beträgt maximal $160 \frac{\text{W}}{\text{kg}}$. Verfügbare Kleinmotoren haben bei der Nennleistung von 150 W eine Motormasse von $m_M \geq 300 \text{ g}$ (siehe 4 Pol-BLDC-Motoren der Hersteller Dr. Fritz Faulhaber GmbH & Co. KG und Maxon Motor AG). Folglich entfallen mindestens $\frac{2}{3}$ der Antriebsmasse auf das benötigte Getriebe, die Mechanik des Gehäuses und sonstige Funktionselemente. Bei Realisierung eines Leichtbauantriebs besteht hier das größte Potential zur Gewichtseinsparung. Auf Basis der Recherche zum Stand der Technik und Abbildung 2.5 ist nun auch die Einordnung der Leistungsfähigkeit des zu entwickelnden Antriebssystems möglich.

2.3 Orthesengelenkkinematik

In aktiven Orthesen und Exoskeletten werden die Gelenke der unteren Extremitäten (Knie- und Sprunggelenk) fast ausschließlich durch 1 DOF-Scharniergelenke abgebildet [91, 92]. In der Realität weisen menschliche Gelenke jedoch einen mehrdimensionalen Verlauf der Drehachse auf [93]. Dies gilt auch für das Kniegelenk [94–97]. Der mehrdimensionale Verlauf resultiert zwangsläufig in einer Inkongruenz zwischen der Drehachse des menschlichen Kniegelenks und der Drehachse des Exoskeletts. Dies wird im begrenzten Maße durch die Verschiebung des Weichteilgewebes ausgeglichen. Sind jedoch die Inkongruenz der Achsen und die wirkende Scherkraft an den mechanischen Interaktionsstellen zwischen Mensch und Exoskelett (meist in Form von Manschetten realisiert) zu groß, kommt es zur Relativbewegung zwischen beiden Elementen. Um den Effekt bestmöglich zu minimieren, wird das Orthesenkniegelenk nach der Methode in [98] ausgerichtet. Um den Tragekomfort weiter zu steigern, werden Gelenkkinematiken entwickelt, die Scherkräfte und Relativbewegungen verhindern sollen.

Da der Bauraum in Kniegelenk-Orthesen begrenzt ist, werden im Stand der Technik hauptsächlich ebene 2 DOF-Kinematiken eingesetzt, welche lateral an der Orthese positioniert sind. Weiterhin können die Kinematiken hinsichtlich des Drehachsenverlaufs in zwei Kategorien unterteilt werden:

1. Zwangsgeführter Drehachsenverlauf: Bei dieser Art der Kinematik ist der Verlauf der Drehachse bei jedem Flexions- und Extensionswinkel eindeutig definiert, wodurch eine Zwangsführung von Ober- zu Unterschenkel (OS und US) realisiert wird. Dies wird durch Viergelenkgetriebe in [89, 99] (siehe Abbildung 2.6) und einem in einer Nut verlaufenden Schieber in [100] realisiert. Bei letzterem wird der Verlauf der Nut so gestaltet, dass sie dem ebenen Drehachsenverlaufs des Kniegelenks nahekommmt.
2. Selbstjustierender Drehachsenverlauf: Dieser Kinematiktyp basiert auf der Freigabe von Freiheitsgraden, welche einen zwangsgeführten Verlauf von Ober- zu Unterschenkel lösen und so eine Relativbewegung zwischen Haut und Exoskelett verhindern. Hierzu gehören die Ansätze, das Orthesendrehgelenk durch drei ebene Drehge-

lenke (siehe Abbildung 2.6) [101, 102], eine Kombination aus passiven und aktiven Schub- und Drehgelenken [103, 104] oder eine Schmidt-Kupplung [105] zu substituieren.

Abbildung 2.6 zeigt jeweils ein Beispiel der beschriebenen kinematischen Strukturen.

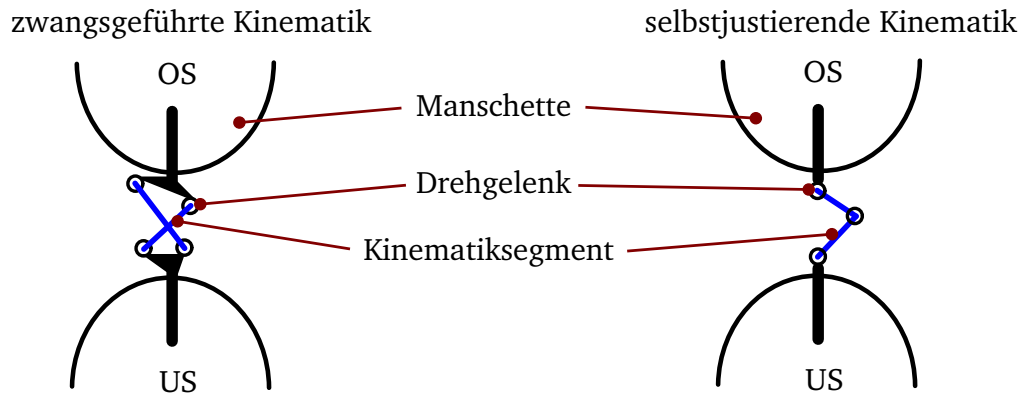


Abbildung 2.6: Beispiel einer zwangsgeführten (Viergelenkgetriebe) und selbstjustierenden Orthesengelenkkinematik

Zwangsgeführte Ansätze haben den Nachteil, dass die Synthese der kinematischen Strukturen aufwendig ist und diese zudem für jeden Nutzer individuell durchgeführt werden muss. Des Weiteren ist die exakte Ausrichtung der Kinematik am Menschen in der Realität nicht möglich.

In [106–109] werden die Problematik der Kopplung zwischen Exoskelett und Mensch am Beispiel eines Schulterexoskelett erläutert und Designregeln für die Gestaltung der Gelenke des Exoskeletts vorgestellt. Um eine optimale Kopplung zwischen Exoskelett und Mensch zu realisieren, sollten demnach nur Kräfte eingeleitet werden, die normal zur Längsachse des Gliedmaßes wirken. Drehmomente an den Manschetten sind zu vermeiden. Darüber hinaus muss eine Koppelstelle zwischen Mensch und Exoskelett mit passiven Freiheitsgraden realisiert werden. Außerdem sind die Manschetten möglichst groß zu wählen, um Druckstellen zu vermeiden.

2.4 Fazit

Der Stand der Technik lässt sich hinsichtlich der kinematischen Strukturen und der verwendeten Antriebstechnik bei aktiven Kniegelenk-Orthesen und Exoskeletten zusammenfassen. Der recherchierte Stand der Technik umfasst 53 Systeme, die jeweils das Kniegelenk bei unterschiedlichen Bewegungen unterstützen. Für den eigenständigen Heimgebrauch sind kommerziell erhältliche Orthesen und Exoskelette nicht verfügbar, da noch viel Forschungsbedarf hinsichtlich der Realisierung kompakter und zuverlässiger Systeme besteht.

Elektrodynamische Antriebe in Verbindung mit klassischen Getrieben dominieren die Antriebstechnik in aktiven Kniegelenk-Orthesen. Hier werden vor allem seriell-elastische An-

triebe eingesetzt, die für die Mensch-Maschine-Interaktion und Regelungstechnik Vorteile bieten. Die Drehmomentdichte dieser Systeme ist allerdings gering, sodass entsprechende Orthesen und Exoskelette groß und schwer sind und den Tragekomfort herabsetzen. Die Alltagstauglichkeit ist nicht gegeben.

Zusätzlich führen Einschränkungen der Bewegungsfreiheit durch die Kinematik der Orthese zu einem unnatürlichen Bewegungsverhalten. Die Umsetzung neuer Antriebs- und Kinematikkonzepte kann hier einen wichtigen Beitrag zur Realisierung kompakter und leichtgewichtiger Gesamtsysteme mit hoher Nutzerakzeptanz leisten.



3 Schnurantriebe

Seit der Antike werden Seile genutzt, um die menschliche Muskelkraft zu verstärken und so schwere Lasten zu bewegen [110]. Durch den Fortschritt in der synthetischen Herstellung hochfester Schnüre geringen Durchmessers (siehe Kapitel 3.1) ist die Anwendung von Schnurgetrieben im kleinen Maßstab und mit Hilfe von Elektromotoren möglich. Hierzu werden beide Elemente geschickt miteinander kombiniert, sodass die Realisierung kompakter Antriebe mit geringer Masse möglich ist. In den letzten Jahren wurden zwei Antriebssysteme vorgestellt, Twisted String Actuator (TSA) und DoHelix (Doppelhelix, DH), die die Schnüre jeweils zu einer Doppelhelix wickeln und eine leichtgewichtige Bauweise eines Antriebssystems versprechen. Die Antriebssysteme werden in Kapitel 3.2 bzw. Kapitel 3.3 vorgestellt.

3.1 Hochleistungsfaserseile

Synthetisch hergestellte Hochleistungsfaserseile kommen in vielen Anwendungen zum Einsatz. Das folgende Kapitel gibt einen Überblick über Terminologie, Herstellung, Anwendung und Eigenschaften der Fasern und Seile.

3.1.1 Terminologie

Faser

Eine Faser ist eine Materialeinheit, die eine hohe Biegsamkeit und ein großes Verhältnis von Länge zu Querabmessung aufweist [111].

Hochleistungsfaser

Nach [112] sind Hochleistungsfasern (*high performance fibres*, HPF) durch ihre Zähigkeit (*tenacity*) und durch ein höheres Elastizitätsmodul (E-Modul) von anderen Fasern zu unterscheiden (siehe Abbildung 3.1).

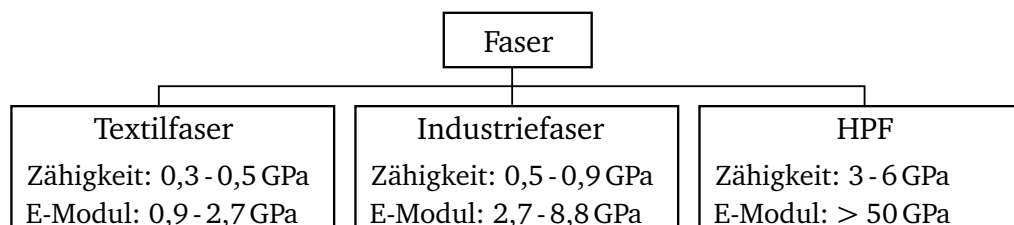


Abbildung 3.1: Einordnung von Hochleistungsfasern [112]

Der E-Modul ist ein Materialparameter, der sich aus der Steigung im linear-elastischen Bereich des Spannungs-Dehnungs-Diagramms eines Materials ergibt (Hookescher Bereich) [113], während die Zähigkeit nach [114] die Fähigkeit definiert, einer Rissbildung oder

-ausbreitung zu widerstehen. HPF-Fasern werden daher auch als HM-HT-Fasern (*high-modulus* und *high-tenacity*) bezeichnet. Hochleistungsfasern wurden im letzten Quartal des 20. Jahrhunderts entwickelt und bilden das Basismaterial für die Herstellung von Seilen und Schnüren.

Seil und Schnur

Ein Seil besteht aus mindestens drei Litzen, die zu einem Seil verarbeitet werden. Im Gegensatz zur Schnur hat ein Seil einen Durchmesser $d_s \geq 4 \text{ mm}$ [111].

Filament, Garn und Litze

Filamente sind Fasern mit großer Länge, die als kontinuierlich angesehen werden. Hat das Filament einen kreisrunden Querschnitt und einen Durchmesser $d_f > 100 \mu\text{m}$, so handelt es sich um ein Monofilament (Monofil). Eine Gruppe von Filamenten mit einem kreisrunden Querschnitt und einem Durchmesser $d_f \leq 100 \mu\text{m}$ wird hingegen als Multifilament (Multifil) bezeichnet [111]. Die Filamente werden zu Garnen verdreht, welche anschließend zusammengeführt und wiederum zu Litzen verdreht / geschlagen werden.

Schlagen und Flechten

Schlagen bezeichnet den Prozess des Verdrehens (oder auch Verdrillen) von Litzen, während das Flechten als Verkreuzen oder Verschlingen von Garnen und Litzen definiert ist [111]. Nach [110, 115] existieren viele unterschiedliche Flechtmöglichkeiten.

Konstruktion

Als Konstruktion eines Seils wird die Anordnung von Litzen bezeichnet. Die Konstruktion hat wesentlichen Einfluss auf die Eigenschaften des Seils [110].

Feinheit und Tex-System

Die Feinheit bezeichnet die Masse pro Längeneinheit von linearen textilen Materialien und wird in tex-Einheiten angegeben ($1 \text{ tex} = 1 \frac{\text{g}}{\text{km}}$) [110, 111]. Dies ist ein gängiges Maß zur Charakterisierung eines Seils, dessen Einführung unter anderem auf die schwierige Bestimmung des Durchmessers von textilen Materialien zurückzuführen ist.

Bruchkraft und Tragfähigkeit

Die Bruchkraft definiert die Höhe der Kraft, die zum Bruch des Seils führt, während die Tragfähigkeit die größte Masse in kg darstellt, die ein Seil heben kann [111].

Dehnung und Kriechen

Die Dehnung definiert die Längenzunahme bei Zugbeanspruchung [111]. Bei Zugbeanspruchung über einen langen Zeitraum hinweg reagieren Kunststoffe mit Kriechen. Dies gilt ebenfalls für HPF-Fasern und -seile, wenngleich das Kriechen je nach Material unterschiedlich stark ausgeprägt ist und bei den meisten Anwendungen nicht zur Zerstörung eines Seils führt [112].

Kriechen bzw. Retardation beschreibt nach [116] die zeitabhängige, fortschreitende plastische Verformung bei Anlegen einer konstanten mechanischen Spannung ($\sigma = \text{konst.}$). Wird die Verformung konstant gehalten ($\epsilon = \text{konst.}$), findet eine zeitabhängige Abnahme der Spannung statt, was auch als Spannungsrelaxation bezeichnet wird (siehe Abbildung 3.2 links) [116].

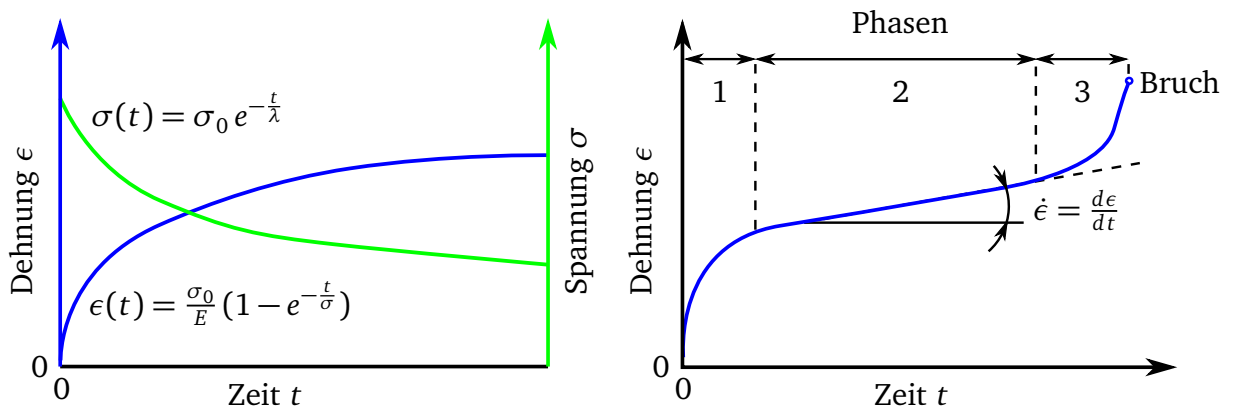


Abbildung 3.2: Retardations- und Relaxationsverhalten von HPF-Fasern

Links: Zeitlicher Verlauf von Retardation (blau) und Relaxation (grün)
(Quelle: in Anlehnung an [117])

Rechts: Zeitlicher Retardationsverlauf bis zum Bruch einer Probe
(Quelle: in Anlehnung an [116])

Der Kriechvorgang kann in drei Phasen unterteilt werden, primäres, sekundäres und tertiäres Kriechen, wobei die Seile nur in der 1. und 2. Phase technisch nutzbar sind (siehe Abbildung 3.2 rechts) [116]. Kriechversuche zeigen eine ausgedehnte 2. Phase, sodass bis zur Zerstörung einer Probe Monate oder gar Jahre vergehen können [110, 118].

3.1.2 Seilherstellung

Abbildung 3.3 zeigt einen verallgemeinerten Ablauf des Spinnprozesses, mit dem die Faserherstellung erfolgt. Die bekanntesten Spinnverfahren sind das Schmelz-, Trocken-, Nass- und Gelspinnen. Dazu wird das Ausgangsmaterial (Spinnmasse) in geschmolzener oder gelöster Form durch eine Spinn Düse extrudiert. Die Spinnpumpe dosiert hierzu die Materialzufuhr. Je nach Form der Spinn Düse können verschiedene Querschnitte der Fasern erzeugt werden.

Anschließend wird das Material abhängig vom Spinnverfahren durch ein Medium gezogen, in dem es zur Filamentbildung kommt und durch die Verwendung von Rollen verstreckt. Das Verstrecken dient der Ausrichtung der Molekülketten und hat erheblichen Einfluss auf die mechanischen Eigenschaften der Filamente.

Das hergestellte Filament bildet die Basis für die Seilherstellung. Abbildung 3.4 zeigt einen vereinfachten Ablauf der Seilherstellung mit den wichtigsten Bearbeitungsschritten. Weitere Details zum Herstellungsprozess sind in [110, 117, 119, 120] zu finden.

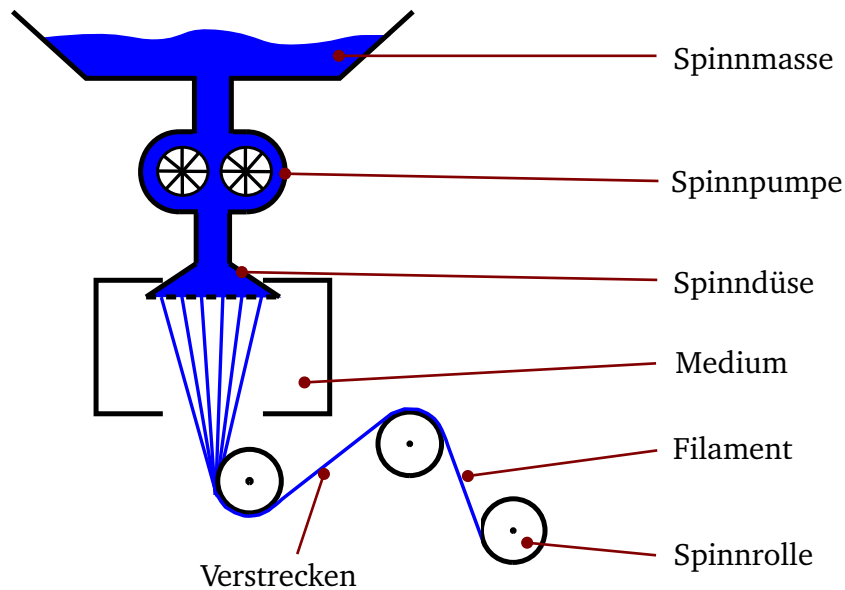


Abbildung 3.3: Darstellung des Spinnprozesses (Quelle: in Anlehnung an [121])

Ausgehend vom Filament als Zwischenerzeugnis, welches in unterschiedlichen Formen vorliegen kann (Monofil, Multifil), beginnt der Prozess der Seilherstellung durch einen mehrstufigen Bearbeitungsprozess. Hierzu werden zunächst Filamente zu Garnen verdreht, Garne wiederum zu Litzen und Litzen zu Seilen verarbeitet. Der gesamte Herstellungsprozess bietet eine Vielzahl von Möglichkeiten, die Eigenschaften des Seils aktiv zu beeinflussen.



Abbildung 3.4: Typischer Herstellungsprozess eines Seils (Quelle: in Anlehnung an [110, 117])

Im Laufe des Herstellungsprozesses können Erzeugnisse an unterschiedlichen Stellen einer Nachbehandlung unterzogen werden. Die Nachbehandlung dient der Veredelung der Schnüre und kann nach [117] vom Faserhersteller (direkt am Filament) oder vom Seilhersteller am fertigen Seilprodukt durchgeführt werden. Hierbei existieren viele unterschiedliche Verfahren, die die Eigenschaften von Fasern und/oder Seilen beeinflussen, beispielsweise die Imprägnierung und Silikonierung.

3.1.3 Eigenschaften von HM-HT-Fasern

HM-HT-Fasern lassen sich nach [110, 112, 122] in drei Gruppen unterteilen (siehe Abbildung 3.5).

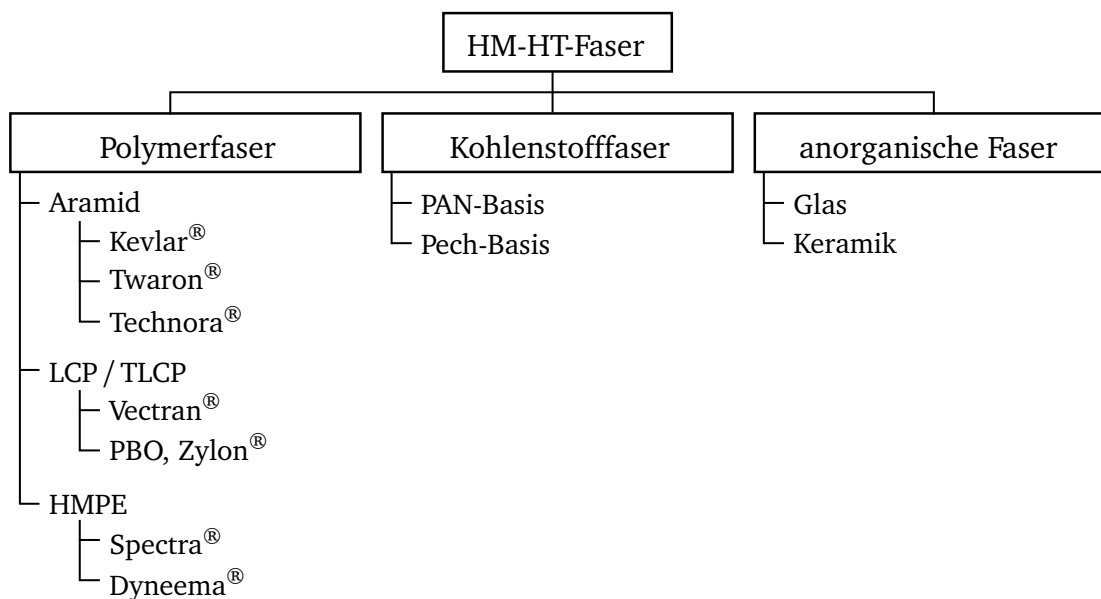


Abbildung 3.5: Einordnung und Verfügbarkeit von HM-HT-Fasern [110, 112, 122]

Da die Kohlenstoff- und anorganischen Fasern aufgrund ihrer Sprödigkeit für die Seilherstellung nicht geeignet sind [110], wird der Fokus auf die Polymerfasern gerichtet, welche unter den angegebenen Markennamen verfügbar sind. Tabelle 3.1 fasst weiterhin die mechanischen Eigenschaften der Polymerfasern zusammen. Zum Vergleich werden auch die Eigenschaften von Stahl und von Polymeren aufgeführt, die zu Textil- und Industriefasern verarbeitet werden.

3.1.4 Anwendung von HM-HT-Fasern

HM-HT-Fasern werden nach [120, 122] in vielfältigen Anwendungen eingesetzt. Hierzu gehört der Einsatz im Transportwesen oder Sport-Bereich (Angeln, Segeln, Kitesurfen) sowie in der Automobilindustrie, Verteidigung, Medizintechnik oder Textilindustrie. Eine neue Anwendung der Schnüre beruht auf der Verwendung in der Antriebstechnik. Im Folgenden werden zwei Ansätze vorgestellt, bei denen die Schnur jeweils als Getriebe verwendet wird.

Tabelle 3.1: Eigenschaften von Polymerfasern (Quelle: in Anlehnung an [110, 123, 124])

Eigenschaften	Einheit	Nylon	PP	HM-HT-Faser			HMPE	Stahl
				Aramid	TLCP	PBO		
Dichte	$\frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$	1,14	0,91	1,45	1,40	1,55	0,97	7,85
Schmelzpunkt	$^{\circ}\text{C}$	258	165	500	330	650	150	1600
Zähigkeit	GPa	$\approx 0,9$	$\approx 0,6$	2 – 4	$\approx 2,3$	≈ 4	$\approx 3,6$	0,33
Festigkeit	GPa	0,96	0,56	2,9	3,1	5,7	3,4	2,6
Bruchdehnung	%	≈ 20	≈ 20	$\approx 3,5$	$\approx 3,5$	≈ 3	$\approx 3,5$	-
E-Modul	GPa	8	6	90	80	280	100	160
Abriebsfestigkeit		++	o	–	+	–	++	
Kriechneigung		+	o	++	++	++	o	
UV-Beständigk.		+	–	–	–	–	++	
Knotenfestigkeit	%	≈ 50	≈ 50	≈ 30	≈ 50	≈ 50	≈ 50	

3.2 Twisted String Actuator (TSA)

Die Existenz von HM-HT-Schnüren ermöglicht die Realisierung neuer Getriebe mit geringer Masse für Leichtbauanwendungen. Erste Patentanmeldungen und Anwendungen des TSA-Funktionsprinzips gehen auf das Jahr 1933 zurück [125–128]. Gegenwärtig wird das Funktionsprinzip bereits in zahlreichen Anwendungen erfolgreich eingesetzt.

3.2.1 Funktionsprinzip des TSA

Der TSA basiert auf dem Funktionsprinzip der einseitigen Rotation eines Schnurpaares, bestehend aus mindestens zwei Schnüren mit kreisrunder Querschnittsfläche, die an der gegenüberliegenden Seite zur Kontraktion Δx und Kraftausübung F_Z führt (siehe Abbildung 3.6). Bei Betrachtung der neutralen Faser der Schnüre ergibt sich so eine Doppelhelix mit einer vom Rotationswinkel abhängigen Steigung. Damit realisiert das Prinzip ein rotatorisch-translatorisches Übertragungsgetriebe. Dieses bietet den Vorteil einer vergleichsweise geringen Masse (je nach Einsatz nur wenige mg) und einer hohen Getriebeübersetzung. Zudem funktioniert es geräuschlos, was für die Akzeptanz eines solchen Antriebs spricht.

x_0 in Abbildung 3.6 stellt die Ausgangslänge des Getriebes dar, während θ_M den Rotationswinkel des Getriebes definiert. Durch die Anwendung hochtouriger Kleinantriebe kann eine effiziente Rotation des Schnurgetriebes realisiert werden. Die einmalige Rotation bis sich eine gewünschte Kontraktion eingestellt hat und die anschließende Wiederherstellung des Ausgangszustandes werden im Folgenden als ein Belastungszyklus (BZ) definiert. Eine mathematische Modellierung des Antriebs wird in Kapitel 4.2.1 vorgestellt.

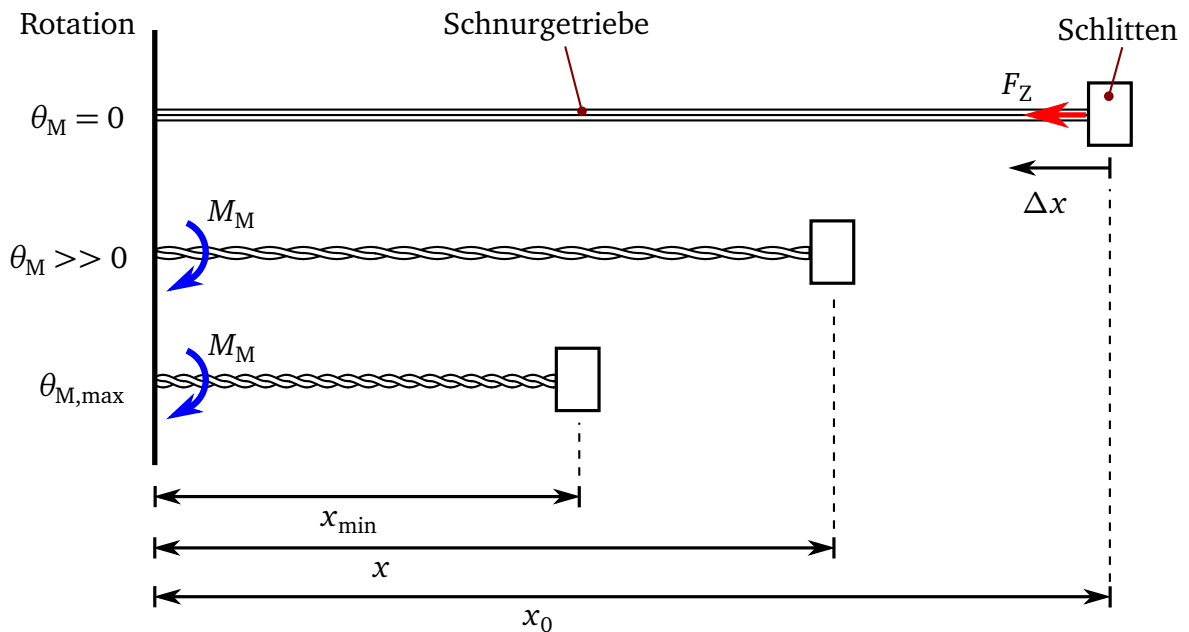


Abbildung 3.6: Funktionsprinzip des TSA (Quelle: in Anlehnung an [129])

3.2.2 Übersicht aktueller Forschung

Schnurgetriebe werden bereits in einigen Anwendungen eingesetzt. Tabelle 3.2 gibt einen Überblick über die bekanntesten Forschergruppen und Anwender des TSA-Prinzips. Hierzu werden jeweils nur die wichtigsten Literaturquellen angegeben.

In [145] (Nr. 10 in Tabelle 3.2) wird das TSA-Prinzip untersucht und als mögliches Antriebskonzept für einen Leichtbau-Gelenkarmroboter in Betracht gezogen. Es wird hierfür eine Untersuchung der Lebensdauer des Getriebes durchgeführt. Obwohl die Entscheidung für ein anderes Antriebssystem getroffen wird, ist es dennoch in Tabelle 3.2 aufgeführt.

3.2.3 Erkenntnisse aus der Forschung am TSA

Aus dem aktuellen Stand der Forschung und der Anwendung der TSA können folgende Erkenntnisse zur Kraft F_Z und Kontraktion Δx der Antriebe, zum verwendeten Material der Schnüre, zu ersten Lebensdaueruntersuchungen sowie zu weiteren dokumentierten Merkmalen und Eigenschaften des Antriebsprinzips abgeleitet werden. Tabelle 3.2 fasst die Parameter der verwendeten Schnurgetriebe zusammen.

Bei der bisherigen Anwendung des TSA werden hauptsächlich Schnüre eingesetzt, die aus HM-HT-Fasern bestehen. Zu den am häufigsten verwendeten Materialien gehören Schnüre auf HMPE- und TLCP-Basis. Diese können kostengünstig als Angelschnüre erworben werden. Bei Angelschnüren besteht eine hohe Verfügbarkeit und eine große Auswahl unterschiedlicher Schnüre und Hersteller. I. d. R. sind jedoch technische Details zu den Schnüren (z. B. Informationen zur Konstruktion und Nachbehandlung) nicht verfügbar.

Tabelle 3.2: Übersicht der TSA-Forschung und dokumentierte Parameter der Schnurgetriebe

Nr.	Forscher und Anwender	Anwendungsbereich	Quelle	F_z in N	x_0 in mm	Δx in mm	d_s in mm	n_{BZ} in BZ	Material
1	Korea Advanced Institute of Science and Technology (KAIST)	künstlicher Finger 1 DOF-Roboterarm	[130, 131] [132]	< 11	83-89	< 45	0,2-0,4	-	-
2	Korea University of Technology and Education	Ellbogen-Exoskelett	[133, 134]	< 60	235-333	< 50	0,3-0,7	$\approx 2 \cdot 10^4$	HMPE, TLCP
3	NASA Ames Research Center	Tensegrity-Roboter	[135]	< 10	169	< 35	0,44	-	-
4	Okayama Prefectural University	1 DOF-Roboterarm	[136]	< 60	-	-	2-4	-	-
5	Saarland University und University of Bologna	künstliche Hand	[129, 137]	< 80	200	< 60	0,4-0,7	< $4 \cdot 10^4$	HMPE
6	Stanford Research Institute (SRI) International	Aktuierung von Exosuits	[138, 139]	-	-	-	-	$\approx 10^6$	-
7	Tokai University	1 DOF-Roboterarm	[140]	-	100	< 25	0,5-1	-	PE
8	University of Kitakyushu	künstliche Hand	[141, 142]	< 35	25-55	< 15	0,4-0,6	-	HMPE
9	West Virginia University	künstlicher Arm	[143, 144]	< 45	400	< 65	1	-	-
10	Universität Stuttgart	Gelenkarmroboter	[145]	< 220	< 220	< 40	1,5	< $2 \cdot 10^5$	HMPE

[146] und [147] untersuchen Schnüre in geflochtener und ungeflochtener (Filamente parallel gelegt und nicht bearbeitet) Ausführung der Materialien Dyneema[®] und Vectran[®]. Sie kommen zu dem Schluss, dass geflochtene Schnüre besser handhabbar und unempfindlicher gegen äußere Einflüsse sind. In [148] werden zusätzlich Bänder und Metalldrähte mit einem Durchmesser $d_D = 0,3 \text{ mm}$ untersucht. Diese eignen sich nicht für die Anwendung im Getriebe [148]. In [149] und [135] wird ebenfalls auf handelsübliche Angel- bzw. Kitesurf-Schnüre verwiesen.

Die verwendeten Schnurdurchmesser betragen $0,2 \leq d_S \leq 1,5 \text{ mm}$ (mit Ausnahme der Durchmesser in Nr. 4, wo Bänder aus unbekanntem Material eingesetzt werden). Während die Zugkräfte meist deutlich unter 100 N bleiben (bis auf Nr. 10) beträgt die Ausgangslänge $25 < x_0 \leq 400 \text{ mm}$ und die Kontraktion $\Delta x < 65 \text{ mm}$. Die maximale relative Kontraktion $\frac{\Delta x}{x_0}$ beträgt mit den Angaben in Tabelle 3.2 ca. 60 %.

In [129] und [147] werden erste Untersuchungen zur Lebensdauer einer Schnur durchgeführt. Diese wird als Anzahl erfolgreich durchgeführter Belastungszyklen n_{BZ} angegeben (siehe auch Kapitel 3.2.1). In [129] werden HMPE-Schnüre bei unterschiedlichen Fixierungstechniken (Klemmen, Knoten und Umwickeln des Schnurendes) und Belastungen (bis zu $F_Z = 50 \text{ N}$) untersucht. Dabei werden mehr als $3 \cdot 10^4 \text{ BZ}$ erfolgreich absolviert. Weiterhin wird in [147] eine mittlere Lebensdauer von $n_{BZ} \approx 2 \cdot 10^4 \text{ BZ}$ dokumentiert, während die Lebensdauer in [139] mit $n_{BZ} \approx 10^6 \text{ BZ}$, in [145] mit $n_{BZ} \approx 2 \cdot 10^5 \text{ BZ}$ und in [150] mit maximal $n_{BZ} = 1,5 \cdot 10^3 \text{ BZ}$ angegeben wird. Leider fehlen in allen Untersuchungen wichtige Angaben zu den Randbedingungen der Messungen (z. B. Angaben zur Kontraktion) oder eine systematische Herangehensweise und Auswertung der durchgeführten Untersuchungen. Eine quantitative Aussage zum Einfluss unterschiedlicher Getriebeparameter kann nicht getroffen werden, es lassen sich jedoch Tendenzen feststellen. Hierzu gehört unter anderem die Korrelation zwischen Zugkraft F_Z und Lebensdauer der Schnur. Nichtsdestotrotz bleiben die Auswahl einer geeigneten Schnur und die Auslegung des Getriebes ein schwieriges Unterfangen.

In [129] werden weiterhin verschiedene Fixierungstechniken (Klemmen, Knoten und Umwickeln des Schnurendes) und deren Einfluss auf die Lebensdauer untersucht. Ein eindeutiges Ergebnis zu den Untersuchungen ist der Literatur leider nicht zu entnehmen, da die Versagensursachen bei den getesteten Proben nicht bekannt sind.

In [147] wird zudem eine Längung des Schnurgetriebes über die Einsatzdauer hinweg dokumentiert. Dies ist auf Kriechen des Materials (HMPE und TLCP) zurückzuführen. Das Kriechverhalten wird durch eine Vorbehandlung der Schnur minimiert. Hierzu wird die Schnur über einen längeren Zeitraum bei maximaler Kontraktion mit der maximalen Zugkraft von $F_Z = 31,5 \text{ N}$ belastet.

3.3 DoHelix (DH)

Das DoHelix-Konzept basiert ebenfalls auf dem Einsatz von HM-HT-Schnüren. Hierbei wird wie beim TSA durch Rotation der Schnüre eine Doppelhelix gebildet (DoHelix). Wesentlicher Unterschied zum TSA ist die Verwendung eines zusätzlichen Elements, einer in der Rotationsachse des Antriebs angeordneten Wickelwelle, um die die Schnüre gewickelt werden. Erste Patentanmeldungen des Funktionsprinzips erfolgten 1989 [151] und 2006 [152].

3.3.1 Funktionsprinzip des DoHelix

Das Konzept nutzt eine HM-HT-Schnur in Kombination mit einem rotatorischen Antrieb, mit dem die Schnur des Durchmessers d_S auf eine Wickelwelle des Durchmessers d_W aufgewickelt wird (siehe Abbildung 3.7).

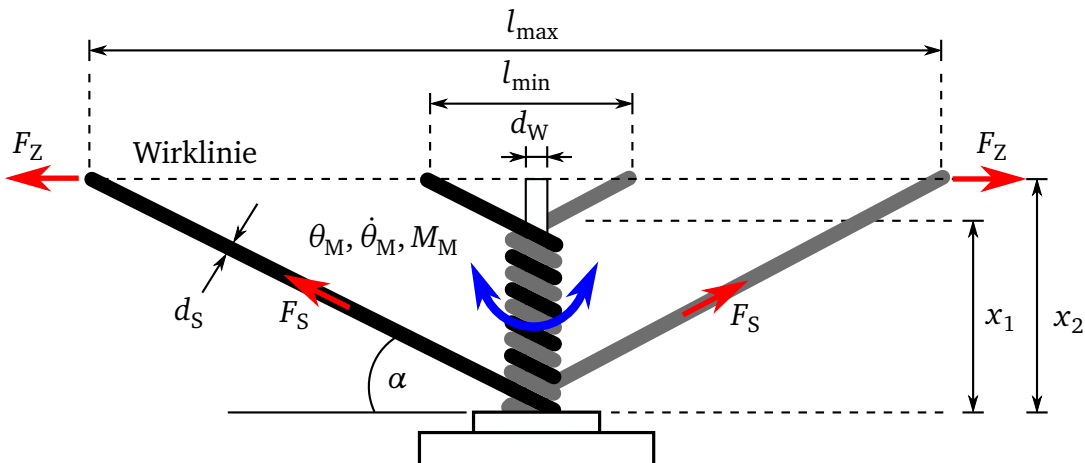


Abbildung 3.7: Funktionsprinzip des Doppelhelix-Ansatzes (DoHelix) (Quelle: in Anlehnung an [145])

Durch die Verwendung einer Linearführung verlaufen beide Schnurenden diametral auf der angegebenen Wirklinie. Die Schnur wirkt in diesem Fall wie beim TSA als rotatorisch-translatorisches Getriebe. Die Seilkraft F_S ist durch Gleichung 3.1 gegeben [153].

$$F_S = \frac{M_M}{d_W + d_S} \quad (3.1)$$

In [145, 153, 154] wird eine detaillierte Beschreibung und Modellierung des Ansatzes vorgestellt. Ein erweiterter Ansatz, welcher auf dem gleichen Funktionsprinzip beruht, jedoch eine bidirektionale Bewegung eines Drehgelenks ermöglicht, ist unter dem Namen QuadHelix bekannt und wird in [145] vorgestellt. Das Konzept setzt auf die doppelte Nutzung des DoHelix-Ansatzes auf einer gemeinsamen Wickelwelle. Hierzu wird die Wi-

ckelwelle in Abbildung 3.7 verlängert und das Schnurgetriebe, an der Wirklinie gespiegelt, auf der Welle befestigt (siehe Wicklung A und B in Abbildung 3.8).

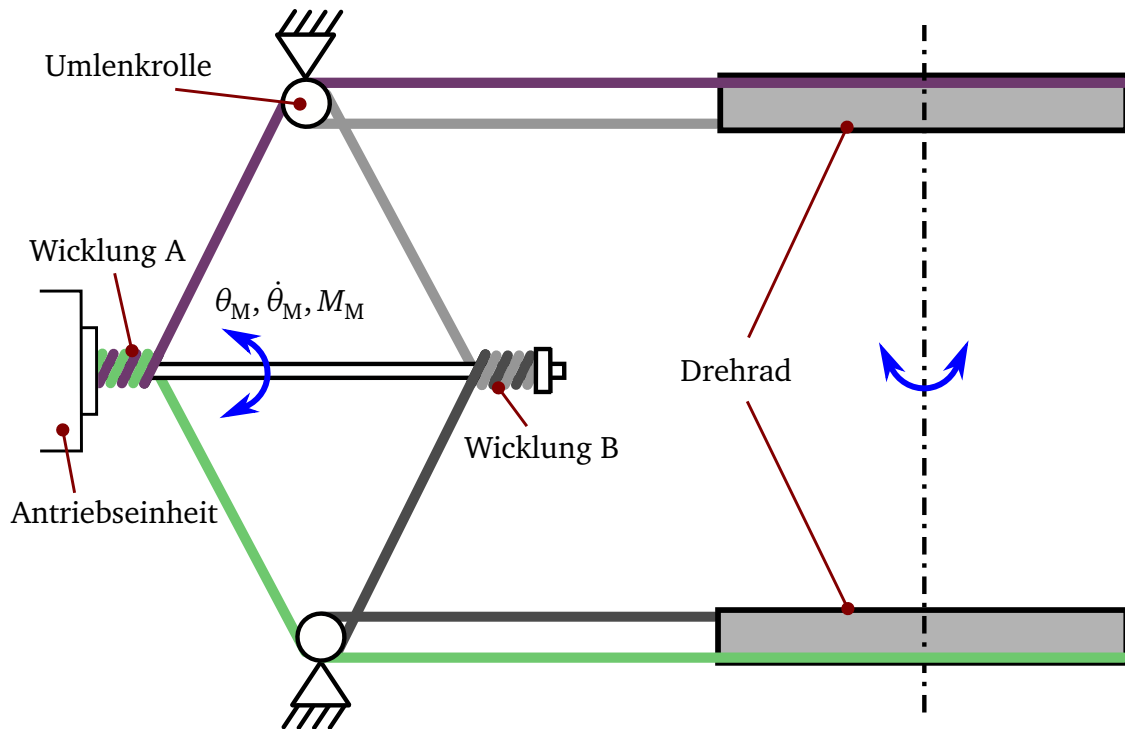


Abbildung 3.8: Vereinfachte Darstellung des Funktionsprinzips des QuadHelix-Konzepts (Quelle: in Anlehnung an [145])

Die Schnüre beider Wicklungen werden über mehrere Umlenkrollen an zwei Drehräder geführt. Je nach Drehrichtung des rotatorischen Antriebs wird nun eines der beiden Schnurgetriebe mechanisch auf Zug belastet und so eine bidirektionale Drehrichtung des Gelenks ermöglicht.

3.3.2 Erkenntnisse aus der Forschung

In [153] werden mögliche Schnurmaterien zur Nutzung im Antrieb verglichen und HMPE-Schnüre empfohlen, da diese günstige Eigenschaften hierfür aufweisen (siehe auch Tabelle 3.1). In [145] wird das Konzept umgesetzt und eine Dyneema[®]-Schnur (SK 75) mit einem Durchmesser von $d_s = 1,5 \text{ mm}$ für den realisierten Gelenkarmroboter verwendet.

Mit der verwendeten Schnur wird in Lebensdaueruntersuchungen eine Lebensdauer von $n_{BZ} < 10^6 \text{ BZ}$ beim DoHelix- und $n_{BZ} < 2 \cdot 10^5 \text{ BZ}$ Hüben beim QuadHelix-Ansatz erreicht [145]. Die maximalen Kräfte und Kontraktionen im durchgeführten Versuchsplan betragen $F_Z < 110 \text{ N}$ und $\Delta x \approx 130 \text{ mm}$ beim DoHelix respektive $F_Z < 100 \text{ N}$ und $\Delta x \approx 115 \text{ mm}$ beim QuadHelix (QH). Versuche bei etwa dreifacher Last und halbierten Kontraktion ($F_Z = 365 \text{ N}$ und $\Delta x \approx 60 \text{ mm}$) ergeben $n_{BZ} \approx 4 \cdot 10^3 \text{ BZ}$.

In [145] wird der QuadHelix-Ansatzes aufgrund der linearen Modellzusammenhänge, einer vergleichsweise hohen Kontraktion und der bidirektionalen Wirkungsweise des Ansatzes realisiert. Die Drehmomentdichte der realisierten Antriebe ist in [145] mit $11,3 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$ bei einer maximalen Winkelgeschwindigkeit von $\dot{\theta}_M = 0,96 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ angegeben. Die maximale Zugkraft beträgt dabei $F_Z = 632 \text{ N}$ und der Gesamtwirkungsgrad $\eta_{QH} = 0,4$. Der niedrige Wert kann auf die Notwendigkeit eines Planetengetriebes und mehrerer Umlenkrollen zurückgeführt werden. Ein Vergleich der Kennwerte mit den in Abbildung 2.5 ermittelten Werten zum aktuellen Stand der Technik der Antriebssysteme in aktiven Orthesen und Exoskeletten zeigt, dass die erreichte Drehmomentdichte vergleichbar mit der anderer Systeme ist, die Drehrate jedoch deutlich geringer ausfällt (etwa um den Faktor 5 geringer).

3.4 Fazit

Der Stand der Technik von Schnurantrieben umfasst das TSA- und DoHelix / QuadHelix-Konzept, welches den Einsatz synthetisch hergestellter HM-HT-Schnüre, angeordnet als rotatorisch-translatorisches Getriebe, vorsieht. Bei beiden Konzepten wird durch die Rotation des Getriebes von einem passenden Antrieb eine Doppelhelix gebildet. Der QuadHelix ist dabei der einzige Ansatz, der bidirektional funktioniert.

Durchgeführte Lebensdauermessungen am TSA und DoHelix / QuadHelix zeigen eine große Spannweite der durchgeführten Belastungszyklen ($n_{BZ} = 1,5 \cdot 10^3 \dots 1 \cdot 10^6 \text{ BZ}$). Häufig fehlen jedoch wichtige Informationen zu den Testbedingungen oder eine statistische Auswertung der durchgeführten Tests, sodass es bei Einsatz der Antriebe einer sorgfältigen Wahl und Auslegung der Getriebe bedarf.

Die Forschergruppen, die das TSA- und DoHelix / QuadHelix-Konzept anwenden, untersuchen verschiedene Schnurmaterialien (hauptsächlich Aramid, TLCP und HMPE). Ein Großteil der Anwender empfiehlt den Einsatz von HMPE-Schnüren (Dyneema[®] oder Spectra[®]), die nach aktuellem Forschungsstand für die beiden Anwendungen im TSA und DoHelix / QuadHelix eine maximale Lebensdauer bieten. Die wirkende Zugkraft und Kontraktion bei den beiden Antrieben korreliert mit der Lebensdauer der Getriebe. Wie stark der jeweilige Einfluss ist und wie infolgedessen die Wahl einer geeigneten Schnur und der Parameter der Getriebe erfolgen muss, bleibt offen und muss weiterhin erforscht werden.

Beim TSA kann im Vergleich zum DoHelix / QuadHelix aufgrund der hohen Übersetzung auf ein weiteres Getriebe verzichtet werden, wodurch der Wirkungsgrad nicht weiter herabgesetzt wird und ein System mit geringer Masse realisiert werden kann. Nachteilig ist das nichtlineare Übertragungsverhalten des TSA und der damit verbundene regelungstechnische Aufwand.

4 Antriebskonzept der Orthese

Im Folgenden soll die Konzeptionierung der aktiven Kniegelenk-Orthese vorgestellt werden. Dies umfasst die Wahl einzelner Systemkomponenten, die für die Funktion der Orthese erforderlich sind und die Modellbildung des Antriebssystems. Das Antriebssystem setzt sich aus der Kraftquelle, d. h. dem Motor und allen weiteren Systemkomponenten zusammen, die zur Generierung des Unterstützungsdrehmoments notwendig sind. Auf Basis einer biomechanischen Analyse der Transferbewegungen werden Anforderungen abgeleitet, die die Orthese und das Antriebssystem erfüllen müssen. Die Anforderungen werden für die Auslegung des Antriebssystems in Kapitel 6 und 8 benötigt.

4.1 Systemkomponenten der Orthese

In diesem Kapitel werden die wesentlichen Elemente der aktiven Orthese und des Antriebssystems definiert. Dabei steht als Ausgangsbasis eine passive Orthese in Form einer CFK-Rahmenstruktur zur Verfügung (siehe Kapitel 8.6.2).

Gelenkkinematik

Durch die immer auftretende Inkongruenz der Drehachsen des Kniegelenks und der Orthese kommt es zu Scherbewegungen zwischen der Haut des Probanden und der Oberschenkelmanschette der Orthese (siehe Kapitel 2.3). Zur Reduktion der Relativbewegung soll eine Gelenkkinematik integriert werden. Kapitel 2.3 zeigt den aktuellen Stand derzeit eingesetzter Gelenkkinematiken. Dabei wird meist auf einen selbstjustierenden Mechanismus gesetzt, der eine Zwangsführung von Ober- zu Unterschenkel verhindert.

In der aktiven Kniegelenk-Orthese soll eine passive und universal für jeden Nutzer einsetzbare Gelenkkinematik integriert werden. Im Rahmen der Forschungsarbeiten an der ersten Experimentierplattform wird eine solche entwickelt [155]. Die Gelenkkinematik ermöglicht einen hohen Tragekomfort bei minimalem Systemgewicht und soll in der neuen Experimentierplattform ebenfalls Verwendung finden.

Antriebssystem

Kapitel 1.3 und 2.1.4 zeigen das Funktionsprinzip des seriell-elastischen Antriebs (SEA) und die Realisierung in der ersten Experimentierplattform. Eine Analyse des Aufbaus und der Systemkomponenten des SEA ergibt, dass die benötigte mechanische Leistung von einem DC-Motor der Masse $m_M = 240 \text{ g}$ generiert wird, während $\approx 45,3 \%$ des gesamten Antriebsgewichts für Komponenten benötigt wird, die zur Umformung dieser mechanischen Energie und zur Realisierung der elastischen Kopplung zwischen Antrieb und Last verwendet werden (siehe Tabelle 4.1).

Tabelle 4.1: Gewichtsverteilung der notwendigen Systemkomponenten beim SEA mit der Gesamtmasse $m_{\text{SEA}} \approx 1,9 \text{ kg}$ (exkl. der Masse der Orthesengelenkkinematik)

Komponente	Masse	Anteil am Gesamtgewicht
DC-Motor	$m_M \approx 240 \text{ g}$	12,7 %
Planetengetriebe	$m_P \approx 330 \text{ g}$	17,4 %
Feder & Sicherungselemente	$m_F \approx 310 \text{ g}$	16,3 %
Kegelradgetriebe	$m_K \approx 220 \text{ g}$	11,6 %
Gehäuse	$m_G \approx 500 \text{ g}$	26,2 %
Elektronik	$m_E \approx 300 \text{ g}$	15,8 %

Die Masse des Getriebes und der Feder bieten das meiste Potential zur Gewichtseinsparung und Optimierung des Antriebs. Hierzu muss allerdings ein Getriebe eingesetzt werden, welches entsprechende Gewichtsvorteile und Eigenschaften bietet.

Kapitel 3 stellt Antriebsmechanismen vor, die Hochleistungsschnüre als rotatorisch-translatorisches Getriebe verwenden. Dabei existieren zwei Ansätze (TSA und DoHelix/QuadHelix) deren Funktionsweise sowie Eigenschaften Kapitel 3 zu entnehmen sind. Im Folgenden werden der TSA- und QuadHelix-Antrieb verglichen und einer der beiden Ansätze für die Verwendung im Antriebssystem gewählt.

Tabelle 4.2 fasst die Kenntnisse aus dem Stand der Technik und eigene Überlegungen zu den beiden Mechanismen zusammen.

Tabelle 4.2: Vergleich der beiden Antriebsmechanismen des TSA und QuadHelix

Kriterium	TSA	QuadHelix
Zugkraft	bis $F_Z = 220 \text{ N}$ erfolgreich eingesetzt	bis $F_Z = 632 \text{ N}$ erfolgreich eingesetzt
Kontraktion	max. $\approx 30 \%$	max. $\approx 85 \%$
Übertragungsverhalten	nichtlinear	linear
Wirkweise	unidirektional	bidirektional
Lebensdauer der Schnüre	etwa identisch	
Vsl. Gewichtsersparnis	\approx Halbierung der SEA-Masse	keine

Das QuadHelix-Konzept bietet eine höhere Kontraktion, ein lineares Übertragungsverhalten und eine bidirektionale Wirkweise des Antriebs. Allerdings ist keine Gewichtsersparnis gegenüber dem SEA-Prinzip zu erwarten (siehe auch Anhang B). Die Lebensdauer aus den Untersuchungen zu den beiden Mechanismen in [145] weist quantitativ keine hohen Unterschiede auf. Sie beträgt beim QuadHelix maximal $n_{\text{BZ,QH}} \approx 1,64 \cdot 10^5$ Belastungszyklen, während beim TSA $n_{\text{BZ,TSA}} \approx 1,7 \cdot 10^5$ Belastungszyklen bei geringfügig höherer Zugkraft und etwa $1/4$ des Aktorhubs erreicht werden. In [145] wird jedoch beim TSA ein höherer negativer Einfluss der Zugkraft auf die Lebensdauer der eingesetzten Schnüre

dokumentiert. Ein quantitativer Vergleich des Effekts ist allerdings nicht möglich, da die Untersuchungen für die beiden Mechanismen bei unterschiedlichen mechanischen Belastungen stattfinden.

Da im Rahmen dieser Arbeit der Fokus auf dem Leichtbau des Antriebssystems liegt und die unidirektionale Funktionsweise sowie eine Kontraktion von $\approx 30\%$ für das gegebene Anwendungsszenario ausreichend sind, wird das TSA-Funktionsprinzip für die Realisierung gewählt. Dieses bietet ein maximales Potential zur Gewichtsersparnis.

Nichtsdestotrotz ergeben sich bei der Verwendung des TSA einige Herausforderungen, die berücksichtigt werden müssen. Hierzu zählen eine hohe relative Kontraktion ($\frac{\Delta x}{x_0} \approx 30\%$) und hohe Zugkräfte (ca. Faktor 3 höher als bisher im Stand der Technik angewendet). Dies erfordert eine sorgfältige Auslegung (siehe Kapitel 6) und Charakterisierung des TSA (siehe Kapitel 7) unter der Prämisse, dass eine gewünschte Einsatzdauer des Antriebs erreicht wird.

Die mögliche Einsatzdauer des Antriebs hängt maßgeblich von der Auslegung des Schnurgetriebes ab, die das empfindlichste Glied in der Kraftübertragungskette darstellt (siehe auch Abbildung 4.1). Um die Lebensdauer des Antriebs skalieren zu können, wird die achsparallele Anordnung des TSA, auch als *Parallel Twisted String Actuator* (PTSA) bezeichnet, entwickelt, modelliert, charakterisiert und eingesetzt. Der Ansatz basiert auf der Überlegung, dass eine parallele Anordnung des Getriebes bei gleicher Last zu einer Reduktion des Verschleißes und damit zu einer längeren Lebensdauer des Getriebes führt. Weiterhin wird durch die Redundanz des Getriebes die Ausfallsicherheit des Gesamtsystems erhöht.

Systemübersicht

Der TSA / PTSA bildet das zentrale Element des Antriebssystems und muss durch zusätzliche Komponenten ergänzt werden, damit ein Unterstützungsdrehmoment erzeugt werden kann und sich ein geschlossener Regelkreis zur Regelung der Orthese und der Antriebe ergibt (siehe Abbildung 4.1).

Im Folgenden sollen die einzelnen zusätzlichen Funktionselemente zur Kraftweiterleitung, Kraft-Drehmoment-Wandlung und Drehmomentmessung eingeführt und festgelegt werden.

Kraftweiterleitung

Da der TSA / PTSA eine Zugkraft F_Z erzeugt, muss diese mit geeigneten Mitteln an das Drehgelenk der Orthese geführt und dort in ein unterstützendes Drehmoment gewandelt werden. Zur räumlich flexiblen Weiterleitung von Kräften werden in aktiven Exoskeletten häufig Seilzüge verwendet [105, 156–159]. Seilzüge, die zusätzlich in einer Hülle geführt werden, sind auch als Bowdenzüge (BDZ) bekannt und haben den großen Vorteil, dass

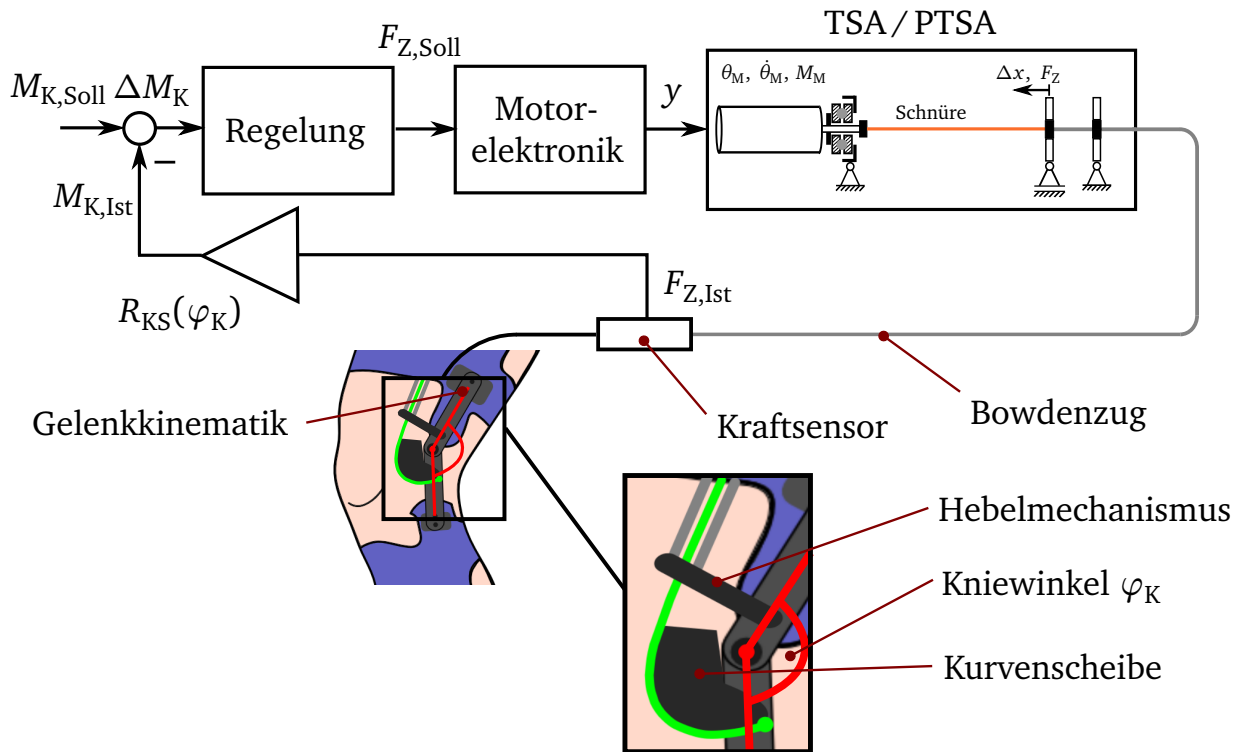


Abbildung 4.1: Konzeptioneller Aufbau des Antriebssystems der aktiven Kniegelenk-Orthese, zentrales Element ist der TSA / PTSA.

auf Umlenkrollen verzichtet werden kann. Der Einsatz von Bowdenzügen in der aktiven Orthese hat den Vorteil, dass die Antriebe beliebig an der Orthese platziert werden können. Nachteilig ist die Reibkraft, welche vom Aufbau des Bowdenzugs und dessen Führung abhängig ist. Für das Antriebssystem der Orthese wird dennoch ein Bowdenzug vorgesehen, da dieser die höchste Gewichtsersparnis bietet, etabliert ist und sehr erfolgreich in zahlreichen Anwendungen zum Einsatz kommt.

Kraft-Drehmoment-Wandlung

Zur Wandlung der Zugkraft F_Z in ein Unterstützungsdrehmoment $M_{K,Ist}$ muss ebenfalls ein Getriebe verwendet werden. Nach Kapitel 2.1.3 können Getriebe mit gleichmäßiger und ungleichmäßiger Übersetzung verwendet werden. Ungleichmäßig übersetzende Getriebe bieten dabei den Vorteil, dass diese für einen bestimmten Bewegungsablauf optimiert werden können. Aufgrund der vorhandenen Flexibilität bei der Auslegung wird ein Kurvenge triebe (ungleichmäßig übersetzend) eingesetzt. Dieses ist in Form einer Kurvenscheibe in Abbildung 4.1 dargestellt, auf dessen Kontur der Bowdenzug verläuft. Mit dem wirkenden Hebel, der sich aus dem Abstand zwischen dem tangentialen Berührungspunkt des Bowdenzugs an der Kurvenscheibe und der Rotationsachse des Orthesengelenks ergibt, wird das wirkende Unterstützungsdrehmoment mit

$$M_{K,Ist} = F_{Z,Ist} R_{KS}(\varphi_K). \quad (4.1)$$

berechnet. Der wirkende Hebel wird im Folgenden als Radius der Kurvenscheibe $R_{KS}(\varphi_K)$ bezeichnet.

Drehmomentmessung und Antriebsregelung

Damit ein geschlossener Regelkreis für die Regelung der Antriebe realisiert werden kann, ist die Kenntnis der Zugkraft $F_{Z,Ist}$ notwendig (siehe Abbildung 4.1). Hierfür muss ein Kraftsensor vorgesehen werden. Mit dem bekannten Radius der Kurvenscheibe kann mit Gleichung 4.1 das Unterstützungsdrehmoment bestimmt werden.

Durch Berechnung der Regeldifferenz aus der Führungsgröße $M_{K,Soll}$ und der Rückführgröße $M_{K,Ist}$ kann anschließend über einen Regelalgorithmus die Reglerausgangsgröße $F_{Z,Soll}$ bestimmt werden. Die Stellgröße y ist der zu stellende Motorstrom i_M .

Nachdem nun die einzelnen Elemente des Antriebssystems definiert sind, kann die Modellbildung des Gesamtsystems erfolgen.

4.2 Modellbildung des Gesamtsystems

In diesem Kapitel werden die Kraftquelle in Form des TSA und PTSA, der Bowdenzug, die Kurvenscheibe und der Kraftsensor modelliert. Auf Grundlage des abstrahierten Modells und nach Definition der biomechanischen Anforderungen können anschließend in Kapitel 4.3 spezifische Anforderungen an die beiden Antriebsversionen abgeleitet werden.

4.2.1 Twisted String Actuator (TSA)

Die Modellbildung des TSA erfolgt auf Basis der Ansätze in [129, 137, 147, 160]. Der Fokus liegt dabei auf der kinetostatischen Beschreibung des Schnurgetriebes. Bei der Modellbildung wird ein zusätzlicher spezifischer Parameter eingeführt, der die Steifigkeit des Getriebes in axialer Richtung modelliert.

Klassischer Modellansatz

Der zur Modellierung relevante Bereich des Schnurgetriebes ist in Abbildung 4.2 abstrahiert. Abbildung 4.2 links zeigt den Ursprungszustand des Getriebes. Hier werden die Schnüre um eine Befestigungswelle mit dem Durchmesser d_W gewickelt und fixiert, so dass sie zwischen den beiden Befestigungswellen parallel verlaufen. Abbildung 4.2 rechts zeigt den Querschnitt durch das Getriebe für einen Rotationswinkel $\theta_M \gg 0$, welcher durch einen Antriebsmotor an Seite A initiiert wird. Seite B hingegen ist verdrehsicher gelagert und durch eine Linearführung mit einem Freiheitsgrad (Translation entlang der z-Achse) modelliert.

- Die Anzahl paralleler Schnüre innerhalb eines Schnurbündels beträgt $n_s = 2$. Hieraus ergibt sich, dass der Radius der Helix dem Radius der Schnur entspricht $R_H = \frac{d_s}{2}$.
- Die Fixierung der Schnüre an den beiden Befestigungswellen an Seite A und Seite B wird als ideal angenommen, d. h. es tritt nach der Fixierung kein Verrutschen mehr auf.
- Massenträgheiten der Schnüre und der Befestigungswellen als auch der Linearführung werden vernachlässigt. Weiterhin wird Reibung in der Linearführung nicht berücksichtigt.
- Es wird angenommen, dass die Abstände A und B gegenüber den Größen x und $R_H \theta_M$ vernachlässigbar klein sind. Diese Annahmen sind bei einer Ausgangslänge $x_0 \approx 250$ mm und einem Wellendurchmesser $d_W \approx 2$ mm gerechtfertigt.

Im Ausgangszustand (siehe Abbildung 4.2 links) gilt $\theta_M = 0$. Hier definiert x_0 den Abstand zwischen beiden Befestigungswellen und somit die tatsächliche Länge des Getriebes. Wird nun angenommen, dass die Schnüre der Rotation $\theta_M > 0$ ausgesetzt werden, lässt sich das Gesamtgebilde als zylindrische Spirale (Helix) mit dem Radius R_H , der Ganghöhe $h_H(\theta_M)$ und der Steigung

$$k_H = \frac{h_H}{2\pi R_H} \quad (4.2)$$

im abgewickelten Zustand konzipieren (siehe Abbildung 4.2 rechts). Der Abstand beider Befestigungswellen ist dabei über die Position $x \neq x_0$ definiert.

Die sich durch die Rotation ergebende Helix-Struktur in Abbildung 4.2 rechts kann im abgewickelten Zustand als rechtwinkliges Dreieck mit dem Steigungswinkel α_H dargestellt werden. Die geometrischen Beziehungen

$$\sin(\alpha_H) = \frac{R_H \theta_M}{x_0}, \quad \cos(\alpha_H) = \frac{x}{x_0}, \quad \tan(\alpha_H) = \frac{R_H \theta_M}{x} \quad (4.3)$$

lassen sich aus diesem Dreieck unter Berücksichtigung der oben beschriebenen Annahmen ableiten. Mit dem Satz des Pythagoras lässt sich auch

$$x = \sqrt{x_0^2 - (R_H \theta_M)^2} \quad (4.4)$$

herleiten. Die Kontraktion / Verkürzung des Getriebes Δx ist durch die Differenz von Ausgangslänge x_0 und aktueller Position x gegeben

$$\Delta x = x_0 - x = x_0 - \sqrt{x_0^2 - (R_H \theta_M)^2} \quad . \quad (4.5)$$

Betrachtet man zusätzlich die wirkenden Kräfte und Drehmomente unter der Annahme, dass eine symmetrische Lastverteilung vorliegt, so lassen sich weitere wichtige Zusammenhänge herleiten (siehe in Abbildung 4.3 c)).

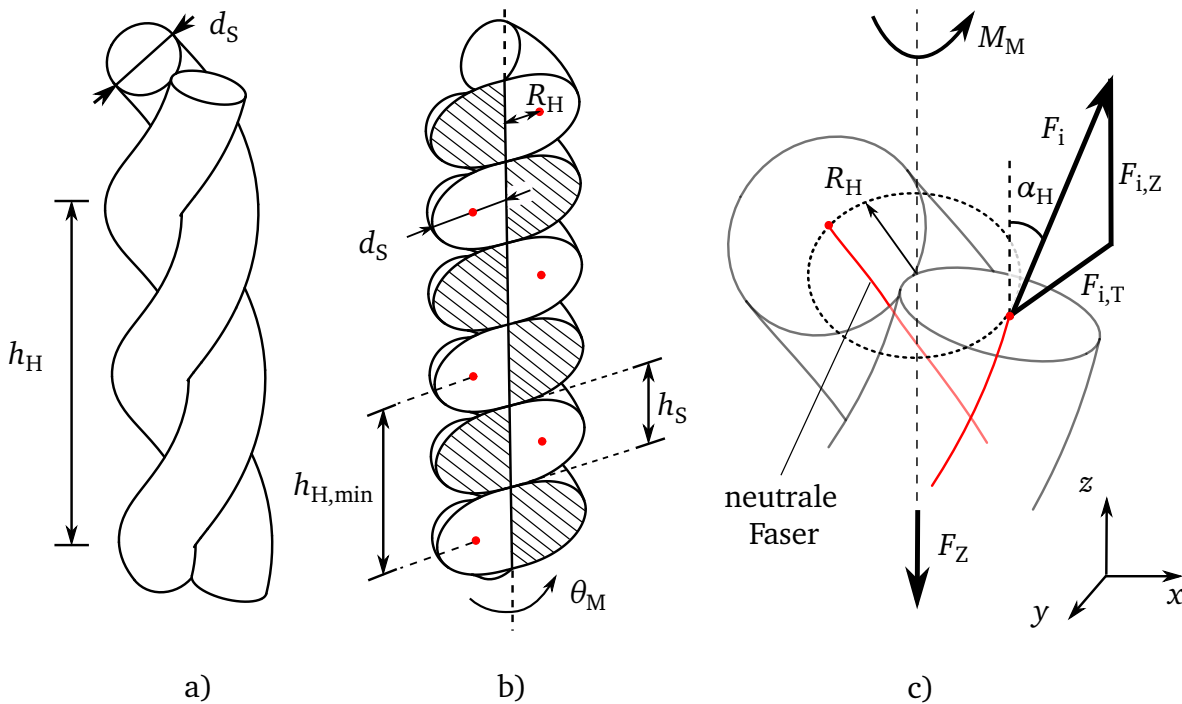


Abbildung 4.3: Abstraktion der Schnüre für zwei parallele Schnüre ($n_s = 2$)

- a) Zustand der verdrehten Schnur für $\theta_M > 0$
- b) Querschnitt des Getriebes für $\theta_M = \theta_{M,max}$
- c) Berücksichtigung der wirkenden Kräfte und Drehmomente im Getriebe

Das Drehmoment, welches zur Rotation der Schnüre benötigt wird, berechnet sich mittels der an den Schnüren tangential wirkenden Kraft $F_{i,T}$ zu

$$\begin{aligned} M_M &= R_H n_s F_{i,T} = R_H n_s F_{i,Z} \tan(\alpha_H) = F_Z \frac{R_H^2 \theta_M}{x} \\ &= F_Z \frac{R_H^2 \theta_M}{\sqrt{x_0^2 - (R_H \theta_M)^2}} \quad . \end{aligned} \quad (4.6)$$

Hierbei werden die Zusammenhänge aus Formel 4.3 angewendet. Es wird berücksichtigt, dass sich die Zugkraft F_Z aus der Addition der Zugkräfte $F_{i,Z}$ in den n_s parallelen Schnüren ergibt. Die Getriebeübersetzung ist über das Verhältnis $\frac{F_Z}{M_M}$ gegeben und kann bei gegebenem Gesamtwirkungsgrad η_{Ges} des Getriebes und nachfolgender Funktionselemente mit

$$\frac{F_Z}{M_M} = \frac{\sqrt{x_0^2 - (R_H \theta_M)^2}}{R_H^2 \theta_M} \eta_{\text{Ges}} \quad (4.7)$$

berechnet werden. Zu den nachfolgenden Funktionselementen gehört beispielsweise der verwendete Bowdenzug. Der Gesamtwirkungsgrad ergibt sich aus der Multiplikation der einzelnen Wirkungsgrade

$$\eta_{\text{Ges}} = \eta_{\text{TSA}} \eta_{\text{BDZ}} \quad (4.8)$$

Abbildung 4.4 stellt die Getriebeübersetzung für die in Tabelle 4.3 zusammengefassten Getriebeparameter dar.

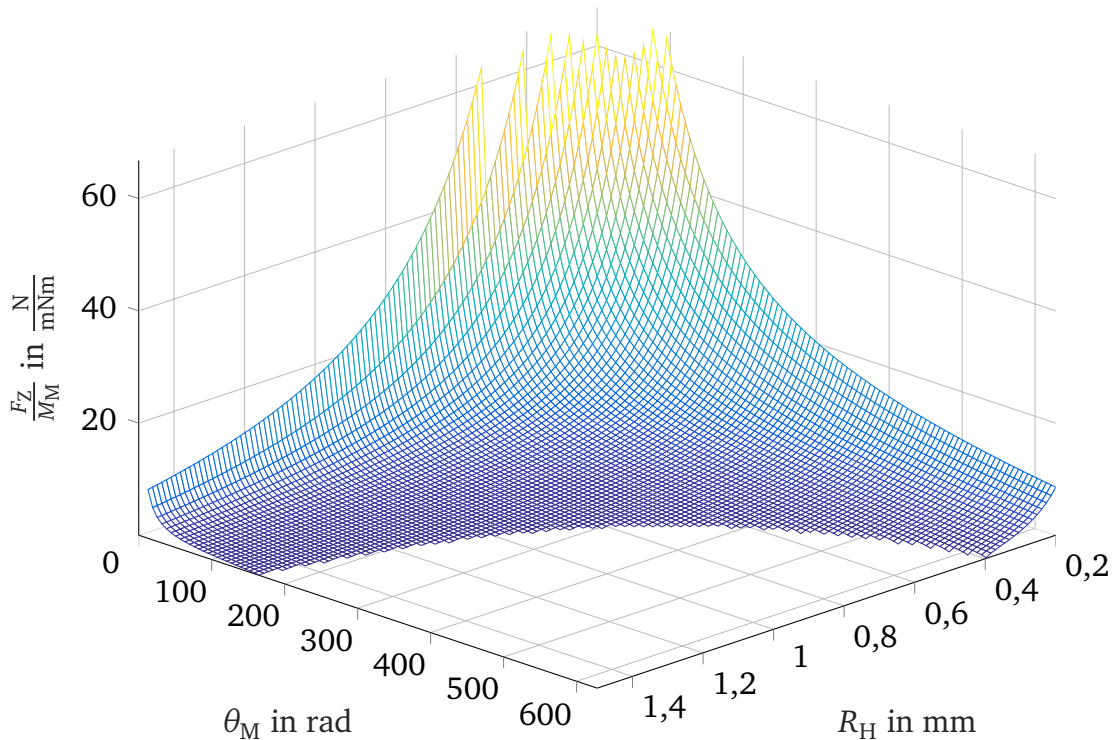


Abbildung 4.4: Berechnete Getriebeübersetzung in Abhängigkeit vom Rotationswinkel θ_M und dem Helixradius R_H

Das Getriebe hat bei geringem Rotationswinkel $\theta_M \ll \theta_{M,\text{max}}$ und geringem Helixradius $R_H < 5 \text{ mm}$ eine hohe Getriebeübersetzung $\frac{F_Z}{M_M} > 50 \frac{\text{N}}{\text{mNm}}$ und ist so in der Lage, bei geringem Motordrehmoment hohe Zugkräfte zu erzeugen. Diese Performance ist allerdings auf kleine Stellwege mit geringen Rotationswinkeln begrenzt. Nehmen θ_M und R_H

Tabelle 4.3: Getriebeparameter für die Berechnung der Übersetzung in Abbildung 4.4

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Ausgangslänge	x_0	250	mm
Anzahl paralleler Schnüre	n_S	2	
Gesamtwirkungsgrad	η_{Ges}	1	

zu, ist eine exponentielle Abnahme der Übersetzung gegeben. Bei dem maximalen Rotationswinkel $\theta_{M,\max}$ wird der Term $x_0^2 - (R_H \theta_M)^2$ innerhalb der Wurzel in Gleichung 4.4 Null.

Wird die zeitliche Abhängigkeit des Rotationswinkels $\theta_M(t)$ und der relativen Kontraktion $\Delta x(t)$ berücksichtigt, so kann die Translationsgeschwindigkeit und -beschleunigung am Getriebeausgang (Seite B in Abbildung 4.2) mit Hilfe von Gleichungen 4.9 und 4.10 bestimmt werden.

$$\Delta \dot{x}(t) = \frac{\partial \Delta x}{\partial \theta_M} \frac{d \theta_M}{d t} = \frac{R_H^2 \theta_M}{\sqrt{x_0^2 - R_H^2 \theta_M^2}} \dot{\theta}_M \quad (4.9)$$

$$\begin{aligned} \Delta \ddot{x}(t) &= \frac{\partial \Delta \dot{x}}{\partial \theta_M} \dot{\theta}_M + \frac{\partial \Delta \dot{x}}{\partial \dot{\theta}_M} \ddot{\theta}_M \\ &= \frac{R_H^2 x_0^2 \dot{\theta}_M^2 - (R_H^4 \theta_M^3 - R_H^2 x_0^2 \theta_M) \ddot{\theta}_M}{(x_0^2 - R_H^2 \theta_M^2)^{\frac{3}{2}}} \end{aligned} \quad (4.10)$$

Theoretische Übertragungsgrenzen

Dem Getriebe sind theoretische Grenzen gesetzt, wie beispielsweise die maximal mögliche Kontraktion Δx_{\max} beim maximalen Rotationswinkel $\theta_{M,\max}$. Betrachtet man in diesem Fall einen vertikalen Schnitt durch die Rotationsachse des Getriebes, befinden sich die Wicklungen der beiden Schnüre geometrisch aufeinander, sodass eine weitere Rotation unter Annahme eines idealen zylindrischen Körpers mit unendlich hoher Längs- und Quersteifigkeit nicht möglich ist (siehe Abbildung 4.3 b)). In der Realität ist eine Rotation $\theta_M > \theta_{M,\max}$ aufgrund begrenzter Steifigkeiten trotzdem realisierbar, was zunächst zur Wulstbildung und abschließend zur Zerstörung der Schnüre führt. In [150] wird der Prozess der Wulstbildung dokumentiert.

Zur Bestimmung von Δx_{\max} und $\theta_{M,\max}$ gehen [129, 137, 160, 161] von einer kreisrunden Querschnittsfläche der einzelnen Schnüre bei einem axialen Schnitt durch das Getriebe aus und bestimmen damit die minimale Steigung der Helix über $h_{H,\min} = 2d_S$. Nach Abbildung 4.3 b) ergeben sich allerdings keine kreisrunden, sondern halbellipsenförmige

Querschnittsflächen der einzelnen Schnüre. Die minimale Steigung der Helix, bei der die Windungen geometrisch aneinander liegen, kann mit dem vorgestellten Ansatz in [162] mit

$$h_{H,\min} = 2h_S = 2\pi R_H \quad (4.11)$$

berechnet werden. Die Überprüfung der minimalen Steigung am CAD-Modell der Schnüre bestätigt Gleichung 4.11. Unter der Annahme, dass die Zugkraft $F_Z = 0$ beträgt, sowie mit Gleichung 4.3 und den geometrischen Zusammenhängen in Abbildung 4.2 kann der maximale Rotationswinkel zu

$$\theta_{M,\max} = \frac{x_0}{\sqrt{2} R_H} \quad (4.12)$$

bestimmt werden. Die maximale relative Kontraktion $\frac{\Delta x_{\max}}{x_0}$ lässt sich somit mit Gleichung 4.4 und 4.12 herleiten und beträgt

$$\frac{\Delta x_{\max}}{x_0} = \frac{x_0 - x_{\min}}{x_0} = 29,3\% \quad (4.13)$$

Die relative Kontraktion $\frac{\Delta x_{\max}}{x_0}$ ist dabei unabhängig vom Durchmesser der Schnur.

Variabler Helixradius $R_{H,\text{var}}$

Eine wichtige Größe bei allen vorangegangenen Berechnungen ist der Radius der Helix R_H . Dieser ist im Falle von zwei parallelen Schnüren und der Annahme idealer Schnüre mit $R_H = \frac{d_S}{2}$ gegeben (siehe Abbildung 4.5 c)). Da im vorgesehen Einsatz des Getriebes häufig auf geflochtene Schnüre zurückgegriffen wird, findet vor allem bei mechanischer Belastung eine Verformung der Schnüre statt (siehe a) und b) in Abbildung 4.5). Erheblichen Einfluss hat dabei die niedrige Quersteifigkeit k_Q der Schnüre. In [146] und [144] wird angenommen, dass die Schnüre beim Verdrehen zu einem zylindrischen Gebilde geformt werden (siehe Abbildung 4.5 b)).

Für diesen lässt sich ein passender Ersatzradius mit

$$R_{H,\text{var}}(\Delta x) = R_H \sqrt{\frac{x_0 + \Delta x}{x_0}} \quad (4.14)$$

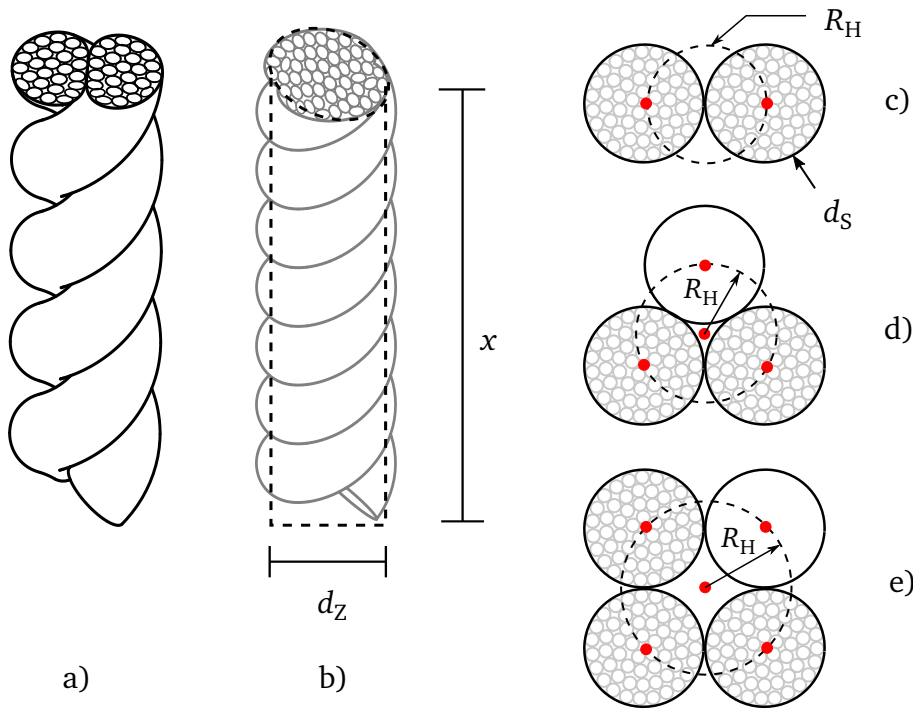


Abbildung 4.5: Deformation und Querschnittsfläche der Schnüre

a) und b) Deformation der Schnüre bei mechanischer Last

c) bis e) Darstellung des Helixradius bei Betrachtung des Querschnitts normal zur Rotationsachse des Getriebes

bestimmen. Dabei wird angenommen, dass das Volumen der Schnüre im Ausgangszustand dem Volumen eines Ersatzzylinders entspricht (siehe b) in Abbildung 4.5).

R_H kann dabei für $\theta_M = 0$ und $n_s > 2$ nach Gleichungen 4.15 und 4.16 bestimmt werden. Abbildung 4.5 d) und e) zeigen den zugehörigen Querschnitt.

$$R_H = \frac{\varnothing_s}{2 \cos(\frac{\pi}{6})} \quad n_s = 3 \quad (4.15)$$

$$R_H = \frac{\varnothing_s}{\sqrt{(2)}} \quad n_s = 4 \quad (4.16)$$

Steifigkeit des Getriebes

Die kinetostatische Modellierung der Schnüre erfolgt bisher unter der Annahme, dass die Schnüre eine unendlich hohe Längs- und Quersteifigkeit aufweisen ($k_L \rightarrow \infty, k_Q \rightarrow \infty$). Dies ist in der Realität nicht der Fall und macht sich bei der Charakterisierung des Getriebes durch Abweichungen zwischen dem Modell und den messtechnisch ermittelten Größen bemerkbar. In [129, 142, 163] wird im Modell die Längssteifigkeit k_L entlang der neutralen

Faser der Schnüre berücksichtigt. Weiterhin wird in [129, 142] auch eine Abnahme der Steifigkeit mit steigendem Rotationswinkel dokumentiert. Dies kann auf eine begrenzte Quersteifigkeit k_Q zurückgeführt werden und entspricht auch den Erwartungen, da durch die Bildung der Helix eine mechanische Zugfeder realisiert wird, deren Federsteifigkeit sich mit dem Steigungswinkel ändert.

Die Längssteifigkeit einer Schnur kann mit einfachen Mitteln bestimmt und modelliert werden, während die Quersteifigkeit aufgrund des Aufbaus der Schnüre nicht eindeutig definiert werden kann. Es existiert auch kein mathematisches Modell für die Modellierung. [164, 165] verfolgen daher den Ansatz, das Getriebe in seiner festgelegten Konfiguration, d. h. nach Definition von Material und Anzahl paralleler Schnüre n_S , als Zugfeder mit variabler Steifigkeit zu modellieren. Hierzu wird in Abhängigkeit des Rotationswinkels θ_M die Steifigkeit entlang der Rotationsachse des Getriebes $k(\theta_M, n_S)$ bestimmt. Nachteil des Ansatzes ist, dass die Steifigkeit für jede Konfiguration des Getriebes individuell bestimmt werden muss und sich die Eigenschaften mit der Betriebszeit aufgrund von Verschleiß ändern können. Zur Modellierung des Verhaltens wird der Parameter

$$f_k = \frac{F_Z}{k(\theta_M, n_S)} = F_Z \delta(\theta_M, n_S) \quad (4.17)$$

eingeführt, sodass mit Gleichung 4.5 der Zusammenhang

$$\Delta x = x_0 - x = x_0 - \sqrt{x_0^2 - (R_{H,var} \theta_M)^2} + f_k \quad (4.18)$$

für die Kontraktion Δx abgeleitet werden kann.

4.2.2 Parallel Twisted String Actuator (PTSA)

In der Kraftübertragungskette aller Systemkomponenten in Abbildung 4.1 stellt das Schnurgetriebe das empfindlichste Glied dar und soll deswegen redundant eingesetzt werden. Dazu wird das Schnurgetriebe achsparallel zu n_B Schnurbündeln mit je n_S Schnüren angeordnet (*Parallel Twisted String Actuator*, PTSA) und von einem Motor angetrieben (siehe Abbildung 4.6).

Dies bietet unter anderem den Vorteil einer höheren Steifigkeit, Lebensdauer und Ausfallsicherheit beim Betrieb des Antriebssystems. Nachteilig ist ein erhöhter Bauraumbedarf aufgrund der $n_B > 1$ angetriebenen Achsen und deswegen auch eine höhere Lagerreibung und ein höheres Gesamtgewicht des Systems. Letzteres kommt auch zu Stande, da im Gegensatz zum TSA ein weiteres Getriebe für die Verteilung des Motordrehmoments auf n_B parallele Schnurbündel zwingend notwendig ist.

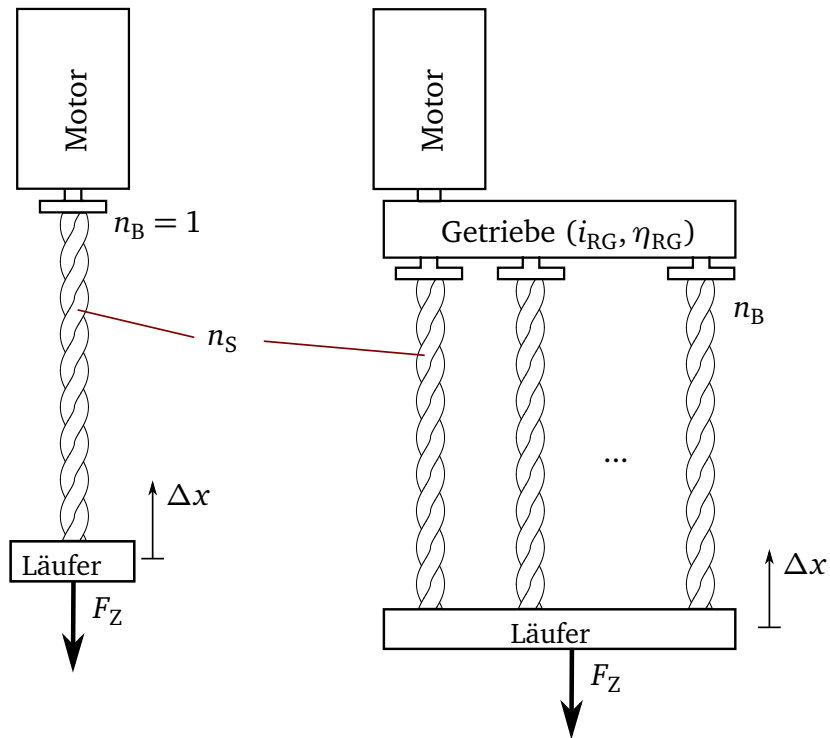


Abbildung 4.6: Schematische Darstellung der Antriebsversionen

Links: TSA (Twisted String Actuator)

Rechts: PTSA (Parallel Twisted String Actuator)

Die kinematische Modellierung des Getriebes für den PTSA erfolgt analog zu der des TSA in Kapitel 4.2.1. Jedoch muss die Übersetzung i_{RG} des zusätzlichen Getriebes berücksichtigt werden. Dabei ändern sich die Kontraktion des Getriebes (siehe auch Gleichungen 4.5) zu

$$\Delta x = x_0 - x = x_0 - \sqrt{x_0^2 - (R_H \theta_M i_{RG})^2} \quad (4.19)$$

und die Übersetzung (siehe auch 4.7) zu

$$\frac{F_Z}{M_M} = \frac{i_{RG} \sqrt{x_0^2 - (R_H \theta_M)^2}}{R_H^2 n_B \theta_M} \eta_{Ges} \quad (4.20)$$

Der Gesamtwirkungsgrad η_{Ges} berechnet sich analog zu Gleichung 4.8 mit

$$\eta_{Ges} = \eta_{PTSA} \eta_{BDZ} \eta_{RG} \quad (4.21)$$

4.2.3 Bowdenzug

Der Bowdenzug wird für die Weiterleitung der Zugkraft F_Z des Antriebs zum Drehgelenk der Orthese benötigt (siehe Abbildung 4.7).

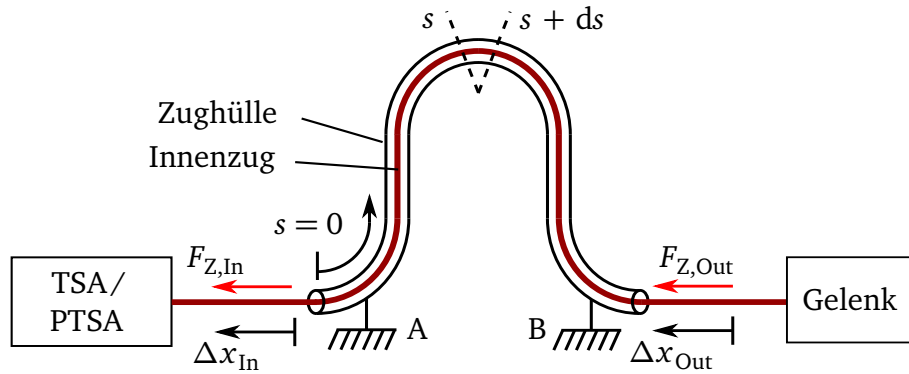


Abbildung 4.7: Einordnung des Bowdenzugs im Systemaufbau

Die Modellierung erfolgt nach [166–168]. Hierzu gelten die folgenden Annahmen:

- Die Massenträgheit des Innenzugs und der Zughülle werden vernachlässigt.
- Der Innenzug weist ein linear-elastisches Verhalten auf, welches durch das Hookesche Gesetz beschrieben werden kann.
- Der Kontakt des Innenzugs mit der Zughülle findet über die Normalkraft $F_{N,BDZ}$ und Coulombsche Reibung $F_{R,BDZ}$ statt.

Die Kraft am Drehgelenk der Orthese ergibt sich dabei aus der Differenz

$$F_{Z,Out} = F_{Z,In} - F_{R,BDZ} \quad . \quad (4.22)$$

Die Reibkraft $F_{R,BDZ}$ wird durch die Biegung des Bowdenzugs und der wirkenden Normalkraft an der Zughülle (ZH) bei Anlegen einer mechanischen Spannung an den Innenzug (IZ) verursacht (siehe Abbildung 4.8 links für ein Teilstück ds des Bowdenzugs). Δx_{In} und Δx_{Out} stellen die relative Verschiebung des Innenzugs gegenüber der Zughülle an der Antriebs- bzw. Gelenkseite dar. Die Zughülle dient als Gegenlager für den Innenzug und muss mechanisch fixiert werden. Das Übertragungsverhalten kann mit der Euler-Eytelwein-Formel zur Bestimmung der Seilreibung modelliert werden:

$$F_{Z,Out} = \begin{cases} F_{Z,In} e^{-\mu \Theta_{ZH}} & \text{für } \Delta \dot{x} > 0 \\ F_{Z,In} e^{\mu \Theta_{ZH}} & \text{für } \Delta \dot{x} < 0 \end{cases} \quad (4.23)$$

μ ist der Reibungskoeffizient und lässt sich aus der Materialpaarung von Innenzug und Zughülle bestimmen. Häufig kommt auch ein Liner in der Zughülle zum Einsatz. Dieser

dient der Reduktion der Reibungskoeffizienten und steht meist als PTFE-Schlauch zur Verfügung.

Das Verhältnis $\eta_{\text{BDZ}} = \frac{F_{\text{Z,Out}}}{F_{\text{Z,In}}}$ beschreibt weiterhin den Wirkungsgrad des Bowdenzugs. Θ_{ZH} in Gleichung 4.23 ist der Biegewinkel der Zughülle und kann mit

$$\Theta_{\text{ZH}} = \int_0^{L_{\text{ZH}}} \kappa(s,t) ds \quad (4.24)$$

berechnet werden. L_{ZH} ist die Länge der Zughülle und $\kappa(s,t)$ die Biegung der Zughülle beim Streckenpunkt s zum Zeitpunkt t (siehe Abbildung 4.8).

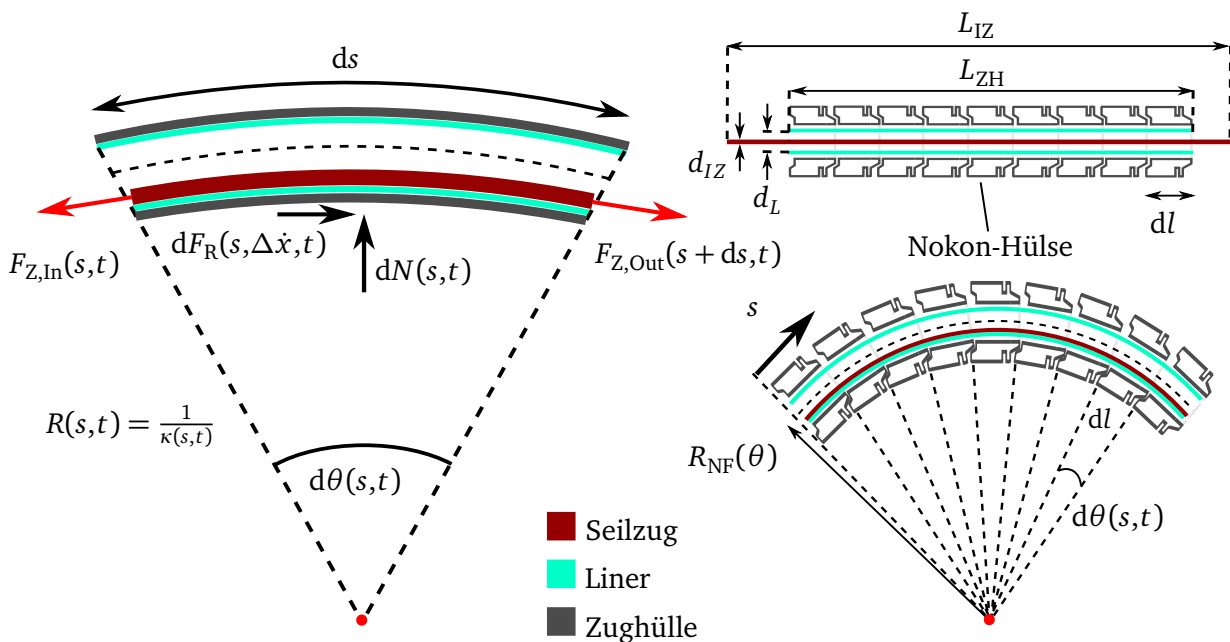


Abbildung 4.8: Detailansicht des Bowdenzugs

Links: Streckenabschnitt ds von Innenzug und Zughülle

Rechts: Aufbau und wichtige Parameter eines Nokon-Bowdenzugs bei gerader Verlegung (oben) und bei Biegung (unten)

TSA und PTSA sollen bei mechanischer Vorspannkraft $F_{\text{Z,OS}}$ des Antriebsstranges betrieben werden, damit zu jedem Zeitpunkt für die Regelung des Gesamtsystems eine sinnvolle Rückführgröße $M_{\text{K,Ist}}$ vorliegt. Hier kommt es beim Anlegen einer mechanischen Spannung zur Längung Δx_{OS} des Innenzugs, sodass von TSA und PTSA eine Vorrotation des Schnurgetriebes erfolgen muss, um die Vorspannkraft einzustellen. Die Längung des Innenzugs ist zum einen in seiner Dehnung, zum anderen in seiner Verschiebung aus der neutralen Faser der Zughülle begründet. Abbildung 4.8 rechts zeigt einen Nokon-Bowdenzug, bestehend aus einzelnen druckstabilen Elementen, bei gerader Verlegung (oben) und bei Biegung der Zughülle (unten). Während der Innenzug bei gerader Verlegung idealerweise in der neutralen Faser der Zughülle verläuft, verschiebt er sich beim Anlegen einer mecha-

nischen Spannung an die Innenseite des Liners / der Zughülle. Die Länge des Innenzugs in der Zughülle L_{VK} ist somit bei dem Biegewinkel Θ_{ZH} durch

$$\begin{aligned} L_{VK} &= \int_{\theta=0}^{\theta=\Theta_{ZH}} \left(R_{NF}(\theta) - \frac{d_L - d_{IZ}}{2} \right) d\theta \\ &= L_{ZH} - \left(\frac{d_L - d_{IZ}}{2} \right) \Theta_{ZH} \end{aligned} \quad (4.25)$$

gegeben. Werden die Steifigkeit des Innenzugs k_{IZ} und die Vorspannkraft $F_{Z,OS}$ berücksichtigt, so wird die Kontraktion Δx_{OS} , welche vom Antrieb als Offset eingestellt werden muss, mit

$$\Delta x_{OS} = \left(\frac{d_L - d_{IZ}}{2} \right) \Theta_{ZH} + \frac{F_{Z,OS}}{k_{IZ}} \quad (4.26)$$

berechnet. Nach Abbildung 4.8 sind d_L , d_{IZ} und $R_{NF}(\theta)$ der Innendurchmesser des verwendeten Liners, der Durchmesser des Innenzugs und der Biegeradius der Zughülle. Bei bekannter Länge L_{IZ} des Innenzugs kann k_{IZ} mit der Querschnittsfläche A_{IZ} und den Elastizitätsmodul E durch

$$k_{IZ} = \frac{L_{IZ}}{A_{IZ} E} \quad (4.27)$$

bestimmt werden. Da k_{IZ} aufgrund der Verwendung von Drahtseilen meist sehr hoch ist, führt unter anderem eine geringe Änderung des Biegewinkels der Zughülle Θ_{ZH} zur Beeinflussung der Vorspannkraft $F_{Z,OS}$. Diese Änderungen müssen bei der Realisierung der Regelung als Störgröße aufgefasst und ausgegelt werden.

4.2.4 Kurvenscheibe

Zur Generierung des Unterstützungsdrehmoments wird ein ungleichmäßig übersetzendes Getriebe in der Ausführung einer Kurvenscheibe realisiert (siehe Abbildung 4.9). Die Kurvenscheibe (KS) dient als Führungsbahn für den Innenzug. Sie ist dabei in das Drehgelenk eingebettet und am Unterschenkel (US) der Orthese fixiert. Der Innenzug verläuft abhängig vom Kniewinkel auf der Kontur der Kurvenscheibe und ist an dessen Ende formschlüssig befestigt.

Die Hebelstruktur ist am Oberschenkel (OS) befestigt, welcher gelenkig mit dem Unterschenkel (US) verbunden ist. Sie dient als Gegenlager für die Zughülle (siehe auch Lagerstelle B in Abbildung 4.7). Die Zughülle muss an der Rahmenstruktur des Oberschenkels (OS) fixiert werden, sodass bei Flexion und Extension des Gelenks der Innenzug tangential

zur Kurvenscheibe verlaufen kann. Aus Abbildung 4.10 geht auch hervor, dass die Lagerstelle der Zughülle drehbar gelagert sein muss. Der Winkel zur Normalen der neutralen Faser der Hebelstruktur ist durch $\varphi_N(\varphi_K)$ gegeben (siehe Abbildung 4.10).

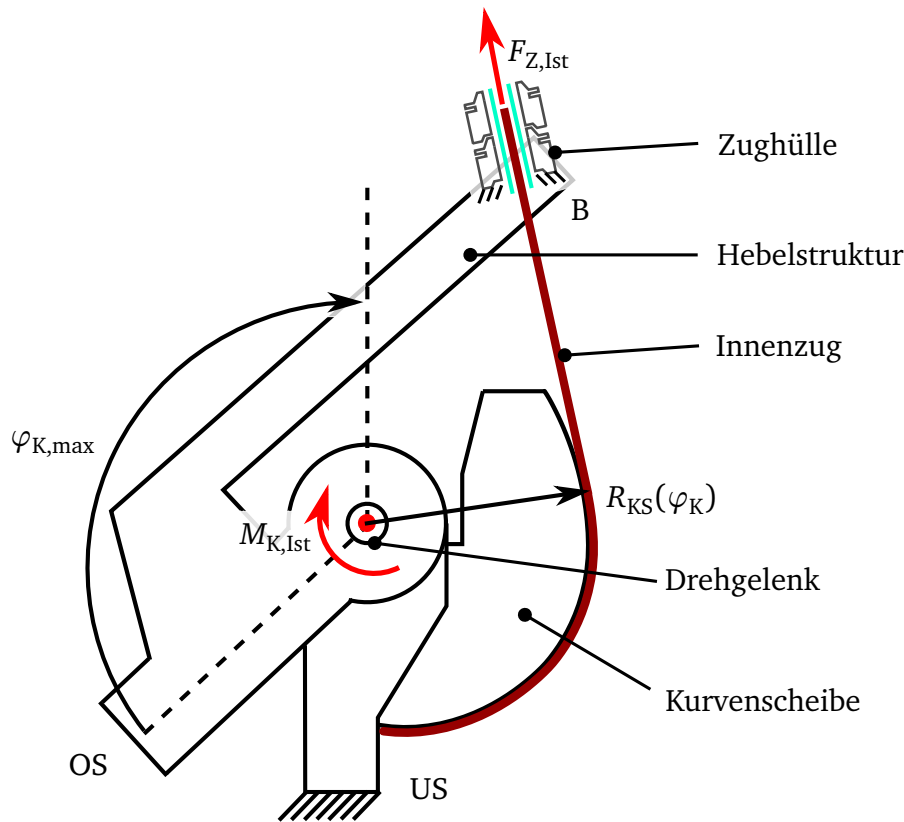


Abbildung 4.9: Aufbau des Drehgelenks mit der am Unterschenkel (US) fixierten Kurvenscheibe (KS). Die abgebildete Position von Ober- zu Unterschenkel definiert die Ausgangslage des Oberschenkels zu Beginn der Kniestreckung und damit die Nullstellung des Kniegelenks. In dieser Position befindet sich das Schnurgetriebe in der Ausgangsposition mit $x = x_0$ (siehe Abbildung 4.2) und definiert somit im Folgenden die Nullstellung des Kniewinkels ($\varphi_K = 0$). Bei voller Streckung des Kniegelenks wird der maximale Kniewinkel $\varphi_{K,max}$ erreicht, der durch die Mechanik des Gelenks begrenzt ist.

Der Radius der Kurvenscheibe $R_{KS}(\varphi_K)$ muss gegeben sein und ergibt mit der tangential durch den Innenzug wirkenden Zugkraft $F_{Z,Ist}$ nach Gleichung 4.1 das aktuelle Unterstützungsdrehmoment $M_{K,Ist}$ am Kniegelenk. Im Folgenden soll der Ansatz zur Bestimmung der kinematischen Beziehungen zwischen dem Kniewinkel φ_K und dem entsprechenden Radius der Kurvenscheibe $R_{KS}(\varphi_K)$ sowie dem resultierenden Hub $\Delta x_{KS}(\varphi_K)$ hergeleitet werden. Die Zusammenhänge werden für die Berechnung des Übertragungsverhaltens bei beliebigem Verlauf und Orientierung der Kurvenscheibe benötigt.

Ist die Kontur der Kurvenscheibe in ihrem lokalen Koordinatensystem als Funktion $R_{KS}(\varphi_{KS})$ und die Lagerstelle B an der Hebelstruktur mit $R_{HS}(\varphi_K)$ gegeben, so entspricht die Steigung der Tangenten, welche durch Lagerstelle B geht und gleichzeitig an der Kon-

tur der Kurvenscheibe anliegt, der Steigung der Kurvenscheibe (siehe Gleichung 4.28 und Abbildung 4.10).

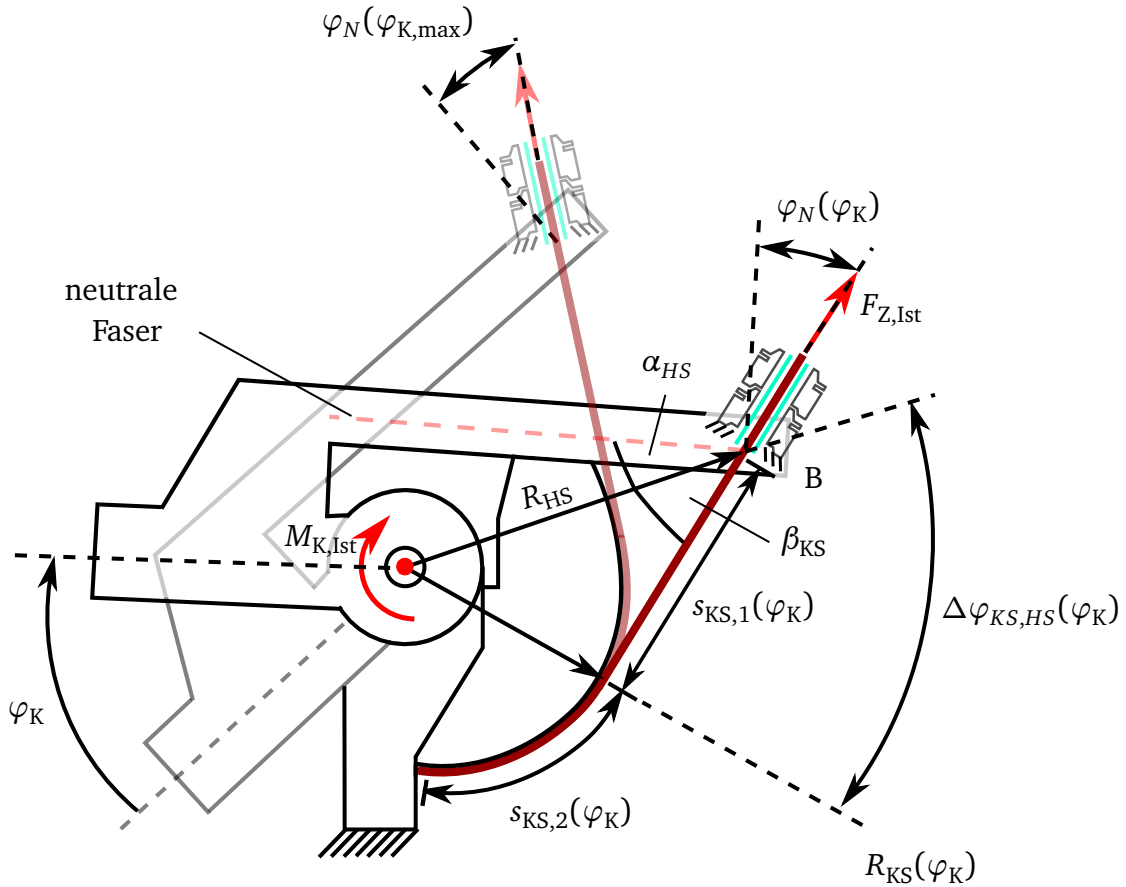


Abbildung 4.10: Parameter des Drehgelenks und der Kurvenscheibe (KS) bei zwei unterschiedlichen Kniewinkelstellungen $\varphi_{K_{\max}}$ und $\varphi_K \neq \varphi_{K_{\max}}$

$$\frac{R_{KS}(\varphi_{KS}) \cos(\varphi_{KS}) - R_{HS} \cos(\varphi_K)}{R_{KS}(\varphi_{KS}) \sin(\varphi_{KS}) - R_{HS} \sin(\varphi_K)} = f'_{KS}(\varphi_{KS}) \quad (4.28)$$

R_{HS} ist die Länge der Hebelstruktur, welche bekannt und unabhängig vom Kniewinkel φ_K ist. Das Lösen der Gleichung 4.28 nach φ_{KS} mit

$$\varphi_{KS}(\varphi_K) = f_{LG}(\varphi_K) \quad (4.29)$$

ergibt den Winkel im Koordinatensystem der Kurvenscheibe, bei dem der tangentielle Berührungspunkt auf der Kontur der Kurvenscheibe liegt. Somit ist $f_{LG}(\varphi_K)$ letztendlich vom Verlauf der Kurvenscheibe abhängig und wird in Kapitel 8.3 festgelegt. Durch Einsetzen von Gleichung 4.29 in die Funktionsgleichung $R_{KS}(\varphi_{KS})$ erhält man den Radius der Kurvenscheibe $R_{KS}(\varphi_K)$.

Die kinematische Beziehung zwischen dem Kniewinkel φ_K und dem Aktorhub Δx_{KS} geht ebenfalls aus Abbildung 4.10 hervor. Δx_{KS} berechnet sich aus der Differenz der Längen $s_{KS}(\varphi_{K_{\max}})$ und $s_{KS}(\varphi_K)$ durch

$$\begin{aligned}\Delta x_{KS}(\varphi_K) &= s_{KS}(\varphi_{K_{\max}}) - s_{KS}(\varphi_K) \\ &= s_{KS,1}(\varphi_{K_{\max}}) + s_{KS,2}(\varphi_{K_{\max}}) - s_{KS,1}(\varphi_K) - s_{KS,2}(\varphi_K) \quad .\end{aligned}\tag{4.30}$$

Steht der Innenzug unter mechanischer Spannung, so ergeben sich die Längen $s_{KS}(\varphi_{K_{\max}})$ und $s_{KS}(\varphi_K)$ des Innenzugs aus jeweils einem Anteil, der auf der Kontur der Kurvenscheibe verläuft ($s_{KS,2}(\varphi_K)$) sowie der Länge der Tangente zwischen Kurvenscheibe und Lagerstelle B der Zughülle ($s_{KS,1}(\varphi_K)$). Ist der Kniewinkel φ_K gegeben, so berechnet sich $s_{KS,1}$ mit Hilfe von Gleichung 4.28 und dem Kosinussatz durch

$$s_{KS,1} = \sqrt{R_{HS}^2 + R_{KS}(\varphi_K)^2 - 2 R_{HS} R_{KS}(\varphi_K) \cos(\Delta\varphi_{KS,HS}(\varphi_K))} \quad .\tag{4.31}$$

$\Delta\varphi_{KS,HS}$ lässt sich dabei mit den finalen Lageparametern der Kurvenscheibe, der Hebelstruktur und Gleichung 4.29 bestimmen. Die Bogenlänge $s_{KS,2}$ beim Kniewinkel φ_K kann mit

$$s_{KS,2} = \int_{\varphi_{KS}(\varphi_K)}^{\varphi_{KS,\max}} \sqrt{R_{KS}(\varphi_{KS})^2 + \left(\frac{dR_{KS}(\varphi_{KS})}{d\varphi_{KS}} \right)^2} d\varphi_{KS}\tag{4.32}$$

ermittelt werden. $\varphi_{KS,\max}$ ist der maximale Winkelbereich der Kurvenscheibe und $\varphi_{KS}(\varphi_K)$ nach Gleichung 4.29 der Winkel, bei dem der Innenzug die Kurvenscheibe tangential berührt. $s_{KS}(\varphi_{K_{\max}})$ in Gleichung 4.30 wird ebenfalls mit Gleichungen 4.28 bis 4.32 bei maximaler Flexion des Gelenks bestimmt und ist unabhängig von φ_K .

Betrachtet man die zeitliche Abhängigkeit des Unterstützungsdrehmoments $M_{K,Ist}(t)$ und des Kniewinkels $\varphi_K(t)$, lässt sich Gleichung 4.1 zu

$$M_{K,Ist}(t) = F_{Z,Ist}(t) R_{KS}(\varphi_K(t))\tag{4.33}$$

ergänzen. Der benötigte Aktorhub Δx_{KS} aus Gleichung 4.30 ist somit durch

$$\Delta x_{KS}(t) = s_{KS}(\varphi_{K_{\max}}) - s_{KS}(\varphi_K(t))\tag{4.34}$$

gegeben. Die Translationsgeschwindigkeit und -beschleunigung lassen sich bei gegebenem Kniewinkelverlauf folgendermaßen ermitteln:

$$\Delta \dot{x}_{KS}(t) = \frac{\partial \Delta x}{\partial \varphi_K} \frac{d\varphi_K}{dt} \quad , \quad (4.35)$$

$$\Delta \ddot{x}_{KS}(t) = \frac{\partial \Delta \dot{x}}{\partial \varphi_K} \dot{\varphi}_K + \frac{\partial \dot{x}}{\partial \dot{\varphi}_K} \ddot{\varphi}_K \quad . \quad (4.36)$$

4.2.5 Kraftsensor

Aus Kapitel 4.1 und 4.2.4 wird die Notwendigkeit einer Zugkraftmessung zur Bestimmung des aktuell wirkenden Unterstützungsdrehmoments deutlich. Abbildung 4.10 zeigt weiterhin, dass es für die Drehmomenterzeugung zwingend notwendig ist, den Lagersitz B der Zughülle unabhängig vom Kniewinkel an der Kurvenscheibe entlangzuführen, damit der Innenzug bei jeder Winkelstellung tangential zur Kurvenscheibe angreifen kann. Hierfür wird die Hebelstruktur verwendet, auf der der Lagersitz B drehbar positioniert wird (siehe Abbildung 4.10 und a) in 4.11). Die Gegenkraft, die über die Zughülle geleitet wird, wirkt dabei auf den entsprechenden Lagersitz (siehe Abbildung b) in 4.11). Die Hebelstruktur eignet sich in diesem Fall auch für eine Messung dieser Lagerkraft und bietet somit eine Funktionsintegration beider Elemente. Hierzu wird die Hebelstruktur als Biegebalken modelliert (siehe a) und c) in 4.11).

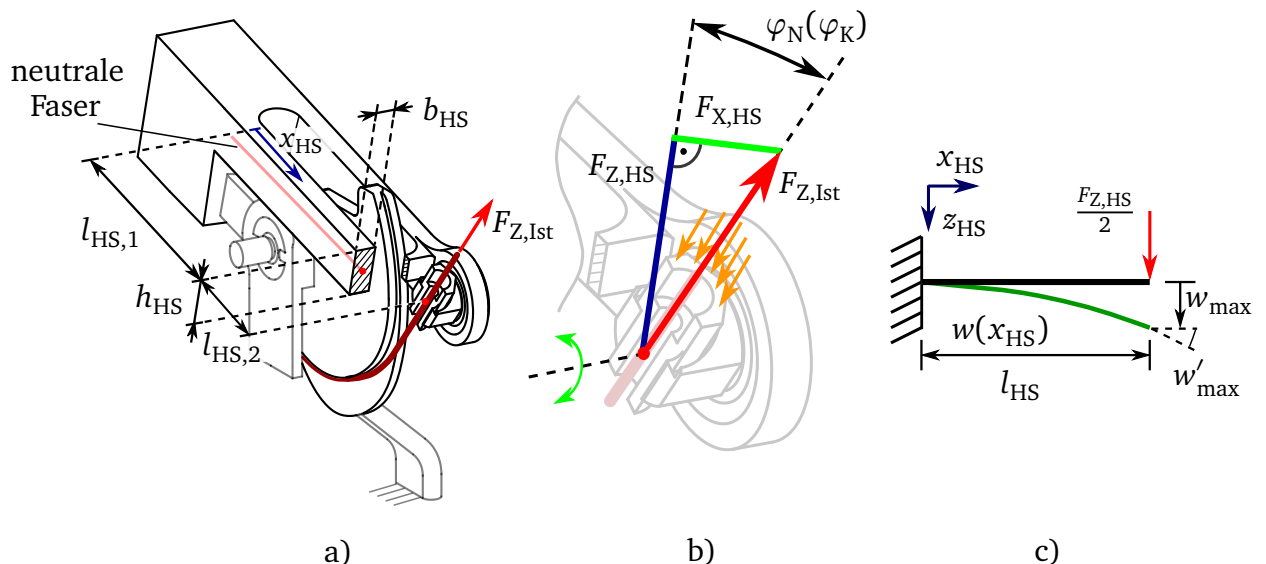


Abbildung 4.11: Integration des Kraftsensors in die Hebelstruktur

- a) Darstellung der Biegebalkenabmessungen
- b) Zugkraft $F_{Z,Ist}$ und die entsprechende Gegenkraft der Zughülle
- c) Abstraktion des Biegebalkens

Da der Kraftangriff $F_{Z,Ist}$ immer im Winkel $\varphi_N(\varphi_K)$ zur Normalen der Hebelstruktur erfolgt (siehe b) in Abbildung 4.11), kann $F_{Z,Ist}$ mit dem Kniewinkel φ_K durch

$$F_{Z,Ist} = \frac{F_{Z,HS}}{\cos(\varphi_N(\varphi_K))} \quad (4.37)$$

berechnet werden. Die Kraftkomponente $F_{Z,HS}$ kann bei bekanntem Winkel $\varphi_N(\varphi_K)$ mit dem Sensorelement gemessen werden. $\varphi_N(\varphi_K)$ lässt sich aus den geometrischen Zusammenhängen in Abbildung 4.10 herleiten und berechnet sich zu

$$\varphi_N(\varphi_K) = \frac{\pi}{2} - \alpha_{HS} - \beta_{KS} \quad (4.38)$$

α_{HS} ergibt sich dabei aus den Abmessungen der Hebelstruktur, während β_{KS} durch Anwendung des Sinussatzes aus den geometrischen Zusammenhängen zwischen Hebelstruktur und Kurvenscheibe in Abbildung 4.10 mit

$$\beta_{KS} = \arcsin \left(\frac{R_{KS}(\varphi_K) \sqrt{1 - \left(\frac{R_{KS}(\varphi_K)}{R_{HS}} \right)^2}}{s_{KS,1}(\varphi_K)} \right) \quad (4.39)$$

ermittelt werden kann. Die Bestimmung der Größen $R_{KS}(\varphi_K)$ und $s_{KS,1}(\varphi_K)$ ist aus Kapitel 4.2.4 ersichtlich. Die Beeinflussung durch die Kraftkomponente $F_{X,HS}$ wird aufgrund der vergleichsweise geringen Auslenkungen in x_{HS} vernachlässigt.

Im Folgenden soll die mathematische Berechnung der Biegebalken erfolgen, welche für die Realisierung in Kapitel 8.5 benötigt werden. Hierbei wird nach Kapitel 8.5 die Anwendung des resistiven Messprinzips zugrunde gelegt.

Zur Auslegung der Biegebalkengeometrie werden die Grundlagen der Balkentheorie genutzt, welche in [169, 170] ausführlich dargelegt werden. Bei der Berechnung gelten die vereinfachenden Annahmen nach Bernoulli.

Abbildung 4.11 a) zeigt den Querschnitt durch die Hebelstruktur. Diese wird mit zwei parallel verlaufenden Biegebalken mit einer mittigen Aussparung für die Kurvenscheibe modelliert. Es wird eine gleichmäßige Lastverteilung auf die beiden Balken angenommen. Hierdurch kann die in Abbildung 4.11 c) dargestellte Abstraktion vorgenommen und die Betrachtung auf einen der beiden Biegebalken eingeschränkt werden. Die Hebellänge bis zur angreifenden Kraft ergibt sich aus der Summe der beiden Längen $l_{HS} = l_{HS,1} + l_{HS,2}$. x_{HS} beschreibt die Position entlang der neutralen Faser des Biegebalkens.

Der Biegemomentenverlauf $M_B(x_{HS})$ ergibt sich dabei aus den Gleichgewichtsbedingungen durch

$$M_B(x_{HS}) = -\frac{F_{Z_{HS}}}{2} \cdot (l_{HS} - x_{HS}) \quad . \quad (4.40)$$

Mit den Randbedingungen, dass keine Neigung oder Auslenkung an der Einspannstelle vorliegen ($w'(x_{HS} = 0) = 0$ und $w(x_{HS} = 0) = 0$), können der Neigungs- und Biegeverlauf ermittelt werden:

$$w'(x_{HS}) = \frac{F_{Z_{HS}} l_{HS}^2}{4 E I} \cdot \left(-\frac{x_{HS}^2}{l_{HS}^2} + 2 \frac{x_{HS}}{l_{HS}} \right) \quad , \quad (4.41)$$

$$w(x_{HS}) = \frac{F_{Z_{HS}} l_{HS}^3}{12 E I} \cdot \left(-\frac{x_{HS}^3}{l_{HS}^3} + 3 \frac{x_{HS}^2}{l_{HS}^2} \right) \quad . \quad (4.42)$$

Die größte Neigung bzw. Auslenkung tritt bei $x_{HS} = l_{HS}$ auf und kann wie folgt berechnet werden:

$$w'_{\max} = \frac{F_{Z_{HS}} l_{HS}^2}{4 E I} \quad , \quad w_{\max} = \frac{F_{Z_{HS}} l_{HS}^3}{6 E I} \quad . \quad (4.43)$$

E und I sind das Elastizitätsmodul des Materials respektive das Flächenträgheitsmoment des Biegebalkens und müssen für den Biegebalken bestimmt werden, sodass eine erforderliche Dehnung für das verwendete Messprinzip sichergestellt und die maximale mechanische Spannung des verwendeten Materials nicht überschritten werden.

4.2.6 Fazit

Die vorangegangenen Unterkapitel befassen sich mit der Modellierung des Gesamtsystems. Hierbei liegt der Fokus auf dem Schnurgetriebe, dem Bowdenzug, der Kurvenscheibe und dem Kraftsensor. Die Modellierung von TSA und PTSA zeigt eine hohe Getriebeübersetzung, welche es erlaubt, mit einem geringen Motordrehmoment hohe Zugkräfte zu generieren. Allerdings gilt dies nur für geringe Hübe, sodass hier eine sorgfältige Auslegung des Getriebes erfolgen muss. Aus der Modellierung der Kurvenscheibe und des Bowdenzugs (siehe Kapitel 4.2.4 und 4.2.5) geht weiterhin hervor, dass es zwingend notwendig ist, eine Winkelmessung am Knie vorzusehen, damit der Radius der Kurvenscheibe $R_{HS}(\varphi_K)$ und die aktuelle Zugkraft $F_{Z, \text{Ist}}$ bestimmt werden können.

4.3 Ableiten der Anforderungen

Im Folgenden sollen nun auch die mechanischen Anforderungen an das Gesamtsystem auf Grundlage einer biomechanischen Analyse der zu unterstützenden Transferbewegungen abgeleitet werden. Daraus ergeben sich auch wichtige Anforderungen hinsichtlich der zu erbringenden Kräfte und der Dynamik, die an die beiden Antriebsversionen des TSA und PTSA gestellt werden.

Die Orthese dient nach Kapitel 1.3 ausschließlich der gezielten Unterstützung bei Transferbewegungen. Hierzu gehört das Aufstehen aus dem Sitzen sowie das Hinsetzen (*sit-to-stand*, STS) und das Treppensteigen (*stair-climbing*, STC). Weiterhin muss das System beim Gehen für den Anwender transparent sein, sodass sie / er dieses geringstmöglich wahrnimmt. Die biomechanischen Anforderungen, die sich aus den entsprechenden Bewegungen ergeben, sollen im Folgenden separat betrachtet werden. Die wichtigsten Anforderungen, die darüber hinaus an das System gestellt werden, sind in Kapitel 4.3.4 zusammengefasst.

4.3.1 Analyse der Transferbewegungen

Die Analyse der Transferbewegung dient der Bestimmung der an das Antriebssystem gestellten Anforderungen hinsichtlich der zu erbringenden Kräfte und Drehmomente sowie der Drehwinkel, Dynamik und Leistung. Die Daten dienen unter anderem der Definition eines Modellverlaufs der Kenngrößen, auf dessen Basis die Wahl eines geeigneten Antriebsmotors stattfindet.

Zur Bestimmung der Kenngrößen werden, sofern vorhanden, Daten aus der Literatur herangezogen und mit Messdaten aus Probandenversuchen, durchgeführt an der orthopädischen Universitätsklinik Heidelberg (Bereich Biomechanik und Bewegungsanalyse), verglichen. Die Messdaten werden dafür in einem Versuchslabor mit Standardverfahren nach [171–173] erhoben.

Die experimentellen Untersuchungen mit der zu realisierenden Orthese sollen zunächst an jungen Probanden unter Laborbedingungen getestet werden. Dabei soll die unterstützende Wirkung der aktiven Orthese untersucht werden. Dies resultiert in höheren Anforderungen an das Antriebssystem, da bei jungen Probanden mit einer dynamischen Ausführung der Transferbewegungen zu rechnen ist ($t_{\text{STS}} < 2,5 \text{ s}$ und $t_{\text{STC}} < 1,5 \text{ s}$). [6, 174] stellen einen Zusammenhang zwischen dynamischem Aufstehen aus dem Sitzen und höheren Kniedrehmomenten fest. Für die Anwendung an älteren Menschen kann somit eine Anpassung der Anforderungen vorgenommen werden.

Aufstehvorgang (STS)

Durch Analyse des Kniewinkels $\varphi_{K,STS}$, des Kniedrehmoments $M_{K,STS}$ und der mechanischen Leistung im Knie $P_{K,STS}$ bei einer STS-Bewegung kann ein typischer qualitativer Verlauf der Kenngrößen abgeleitet werden (siehe Abbildung 4.12).

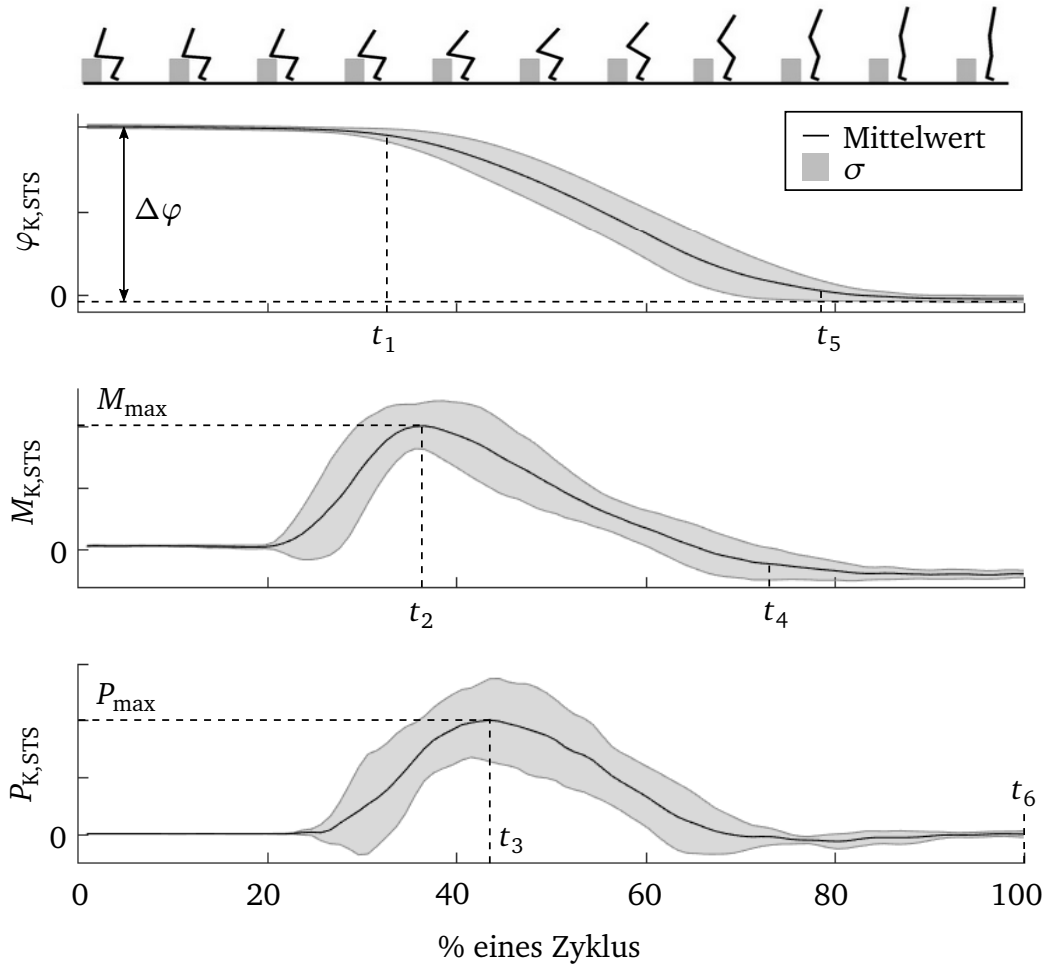


Abbildung 4.12: Exemplarischer gemessener Verlauf der Kenngrößen $\varphi_{K,STS}$, $M_{K,STS}$ und $P_{K,STS}$ beim Aufstehen aus dem Sitzen (STS) für einen Probanden und $n_M = 10$ Einzelausführungen der Bewegung

Zur Quantifizierung der Anforderungen werden die Größen $\Delta\varphi$, M_{\max} sowie die zeitlichen Ereignisse t_1 bis t_6 ermittelt. $P_{K,STS}$ kann mit Gleichung 4.44 bestimmt werden. Aus dessen Verlauf können anschließend die erforderliche Leistung P_{\max} und t_3 abgeleitet werden.

$$P_{K,STS} = M_{K,STS} \dot{\varphi}_{K,STS} = M_{K,STS} \omega_{K,STS} \quad (4.44)$$

Tabelle 4.4 fasst Angaben aus der Literatur (angegeben im Intervall der Abweichung $\pm \sigma$ vom Mittelwert) und Ergebnisse aus eigener Auswertung (EA) für die entsprechenden Kenngrößen zusammen. Für die eigenen Berechnungen stehen die Datensätze von $n_p = 11$

Probandinnen und Probanden (6 männlich, 5 weiblich, $28,9 \pm 8,2$ Jahre, $74 \pm 14,3$ kg, $1,78 \pm 0,09$ m) mit jeweils $n_M = 10$ STS-Durchführungen zur Verfügung. $\dot{\varphi}_{STS}$ und \dot{M}_{STS} definieren zusätzlich die maximale Kniewinkelgeschwindigkeit und die maximale Steigung des Kniedrehmoments beim STS. Beide Größen lassen sich durch Ableitung der Verläufe von $\varphi_{K,STS}$ und $M_{K,STS}$ ermitteln.

Tabelle 4.4: Quantitative Ergebnisse aus eigener Auswertung der Messungen (EA) und Literaturwerte (LW) zu den gesuchten Kenngrößen und Ereignissen beim STS. MWT ist hierbei der bestimmte Mittelwert einer Kenngröße.

Symbol	Eigene Auswertung			LW	Einheit	Quelle
	Max	Min	MWT			
$\Delta\varphi$	2,05	1,68	$1,88 \pm 0,08$	1,42...2,08	rad	[175–177]
$\dot{\varphi}_{\max}$	5,29	-	$3,39 \pm 0,62$	1,61...4,08	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	[6, 175, 178]
M_{\max}	1,34	-	$1,03 \pm 0,15$	0,51...1,97	$\frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$	[179–181]
\dot{M}_{\max}	50,8	-	$10,65 \pm 6,09$	2,85...4,51	$\frac{\text{Nm}}{\text{kg s}}$	[182]
P_{\max}	3,24	-	$1,78 \pm 0,42$	-	$\frac{\text{W}}{\text{kg}}$	-
t_1	64	8	$35,2 \pm 8,4$	-	%	-
t_2	65,8	22,7	$40,3 \pm 7,3$	-	%	-
t_4	99,5	61,7	$82 \pm 8,8$	-	%	-
t_5	98,7	51,2	$80 \pm 8,8$	-	%	-
t_6	3,36	1,35	$2,04 \pm 0,36$	1,3...2,58	s	[5, 183, 184]

Da die benötigte Zeitdauer der einzelnen STS-Vorgänge bei jedem Versuch variiert, werden die Zeitpunkte der Ereignisse t_1 bis t_5 auf die Ausführungszeit t_6 eines Versuchs normiert. Die Ereignisse werden anschließend über alle Probanden gemittelt. Somit ergibt sich ein gemittelter Zeitpunkt eines Ereignisses beim STS. t_1 bzw. t_4 und t_5 werden bei 3%iger respektive 97%iger Abweichung vom zugehörigen Maximum (φ_{\max} oder M_{\max}) bestimmt und signalisieren den Start bzw. das Ende des Verlaufs einer Kenngröße.

Ein Vergleich der eigenen Messungen mit den Literaturangaben zeigt weitestgehend eine gute Übereinstimmung der Angaben. Einzig die Ableitung des Drehmoments \dot{M}_{STS} weist deutliche Abweichungen auf. Dabei ist zu berücksichtigen, dass alle Kenngrößen stark durch die Sitzhöhe, die Verwendung einer Armlehne oder die Fußstellung beeinflusst werden können [185]. Weiterhin ist das Durchschnittsalter der Probanden in [182] mit $69,2 \pm 4$ Jahren deutlich höher als in den eigenen Untersuchungen ($28,9 \pm 8,2$ Jahre) und das Aufstehen somit weniger dynamisch. Die erhobenen Messdaten in den eigenen Untersuchungen weisen teils auch eine große Variabilität bei den gemessenen Werten für \dot{M}_{STS} zwischen einzelnen Probanden und Messungen auf. Dies sind mögliche Ursachen für die Differenzen zwischen den gemessenen Werten und jenen aus der Literaturangabe.

Treppensteigen (STC)

Analog zum STS lässt sich auch der qualitative Verlauf für das Treppauf- und -absteigen mit dem am häufigsten verwendeten Wechselschritt (*step-over-step*, SOS) darstellen (siehe Abbildung 4.13). Die Leistung $P_{K,STC}$ ergibt sich analog zu Gleichung 4.44 aus der Multiplikation von $M_{K,STC}$ und $\omega_{K,STC}$.

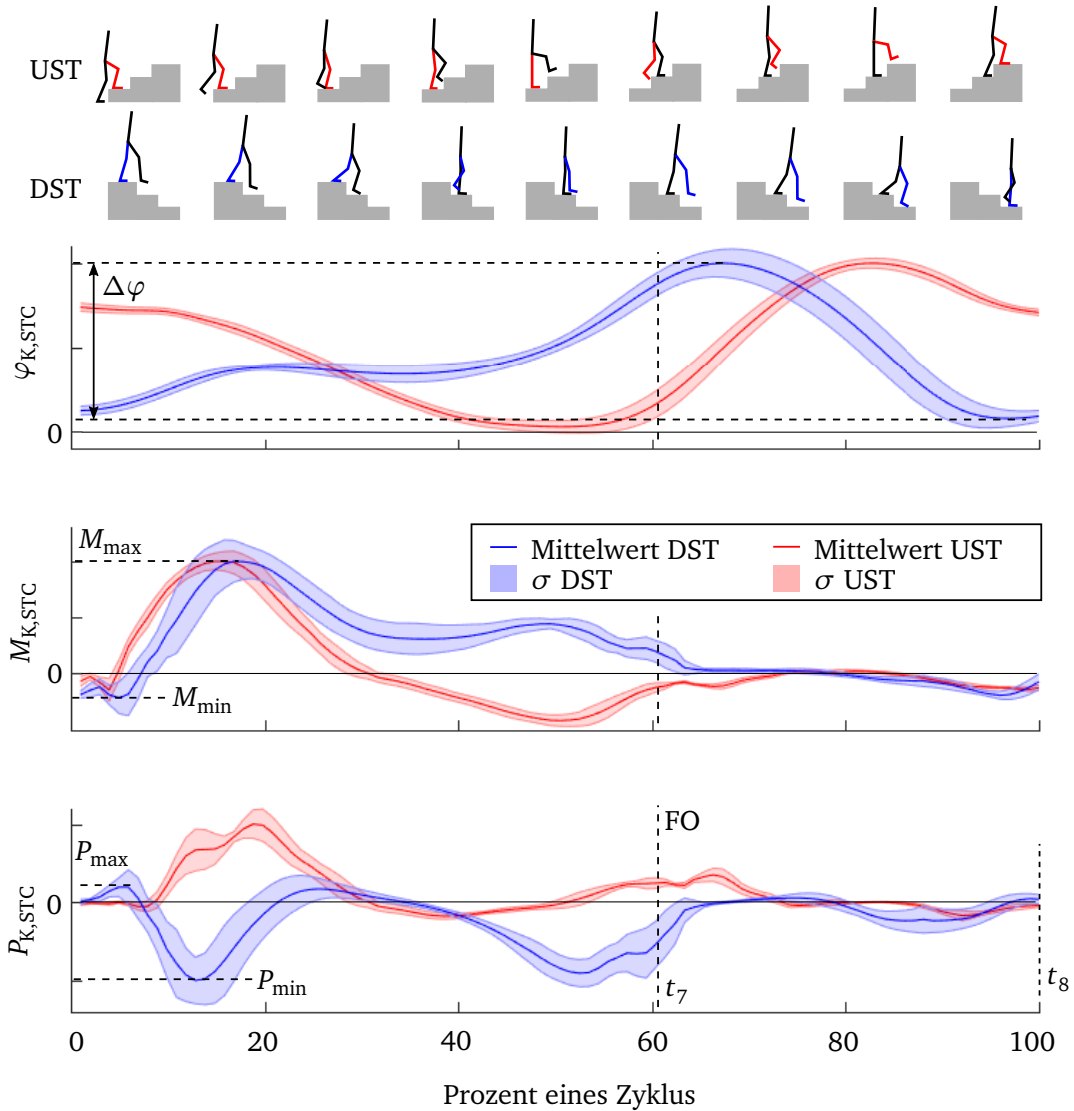


Abbildung 4.13: Exemplarischer gemessener Verlauf der Kenngrößen $\varphi_{K,STC}$, $M_{K,STC}$ und $P_{K,STC}$ für das Treppauf- (UST) und -abgehen (DST) für einen Probanden und $n_M = 10$ Einzelausführungen

t_7 ist der Zeitpunkt, zu dem das lasttragende Bein den Boden verlässt (*feet-off*, FO) und t_8 die Dauer der Bewegungsdurchführung. Aus der Abbildung ist ersichtlich, dass beim Treppabgehen die mechanische Leistung negativ ist und dieser Zustand dementsprechend vom Antriebssystem unterstützt werden muss.

Die wichtigsten Kenngrößen und Ereignisse beim Treppauf- und -abgehen sind in Tabelle 4.5 zusammengefasst. Für die eigenen Berechnungen stehen die Datensätze von $n_p = 10$

Probandinnen und Probanden (9 männlich, 1 weiblich, $42,7 \pm 13,2$ Jahre, $76,3 \pm 10,4$ kg, $1,74 \pm 0,08$ m) zur Verfügung.

Tabelle 4.5: Quantitative Ergebnisse aus eigener Auswertung der Messungen (EA) und Literaturwerte (LW) zu den gesuchten Kenngrößen und Ereignissen beim STC. MWT ist hierbei der bestimmte Mittelwert einer Kenngröße.

Symbol	Eigene Auswertung			LW	Einheit	Quelle
	Max	Min	MWT			
Treppaufgehen (UST)						
$\Delta\varphi$	1,7	1	$1,36 \pm 0,12$	1,51...1,77	rad	[186, 187]
$\dot{\varphi}_{\max}$	9,56	-6,12	$6,77 \pm 0,87$	-	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	-
M_{\max}	1,87	-1,15	$1,06 \pm 0,28$	0,39...1,39	$\frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$	[187–189]
\dot{M}_{\max}	82,8	-54,4	$20,4 \pm 11,3$	-	$\frac{\text{Nm}}{\text{kg s}}$	-
P_{\max}	6,82	-2,07	$2,48 \pm 1$	1,29...2,29	$\frac{\text{W}}{\text{kg}}$	[186]
t_7	67,4	58,2	$62,6 \pm 1,58$	61,7...65,5	%	[190]
t_8	1,43	0,97	$1,18 \pm 0,09$	1,12...1,59	s	[186, 187, 190]
Treppabgehen (DST)						
$\Delta\varphi$	1,62	1,17	$1,41 \pm 0,1$	1,41...1,7	rad	[7, 187]
$\dot{\varphi}_{\min}$	8,18	-11,4	$-(5,6 \pm 3,3)$	$-(4...4,4)$	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	[191]
M_{\max}	1,72	-1,01	$0,97 \pm 0,27$	0,24...1,71	$\frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$	[187, 188, 192]
\dot{M}_{\max}	46	-67,8	$22,1 \pm 10$	-	$\frac{\text{Nm}}{\text{kg s}}$	-
P_{\min}	3,77	-5,49	$-(2,8 \pm 0,8)$	$\approx -3,5$	$\frac{\text{W}}{\text{kg}}$	[193]
t_7	66,7	50,5	$61,6 \pm 2,9$	58,9...63,5	%	[190]
t_8	1,29	0,78	$1,06 \pm 0,11$	1,09...1,45	s	[187, 190]

Beim Vergleich der eigenen Berechnungen mit den Literaturwerten zeigt sich bei den berechneten Mittelwerten eine gute Übereinstimmung. Die jeweiligen Minimal- bzw. Maximalwerte einer Kenngröße weisen hingegen deutliche Diskrepanzen zu den Literaturwerten auf (siehe beispielsweise $\dot{\varphi}_{\min}$ beim Treppabgehen). Im Vergleich zum STS sind beim STC geringfügig höhere Drehmomente, ein geringerer Winkelumfang $\Delta\varphi$ und höhere Winkelgeschwindigkeiten (im Mittel bis zu $6,77 \pm 0,87 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$) zu erwarten. Die Maximal- bzw. Minimalwerte der Winkelgeschwindigkeit beim STC werden bei allen Untersuchungen in der Schwungphase des Beins erreicht. Beim maximalem Kniedrehmoment M_{\max} gibt [9] die Winkelgeschwindigkeit mit $3,66 \pm 0,82 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ an.

In [186] weist φ_{STC} im Verlauf der Bewegung einen negativen Streckwinkel von minimal $\varphi_{\text{STC}} = -0,22$ rad auf ($\varphi_{\text{STC}} = -0,19$ rad in den eigenen Messungen), welcher auf ein Überstrecken des Knies beim Treppensteigen hindeutet und von der Mechanik der Orthese ermöglicht werden muss (siehe auch Abbildung 4.13).

4.3.2 Analyse des Gehens

Das Gehen soll nicht aktiv unterstützt werden. Wie zu Beginn des Kapitels erläutert, soll der Nutzer möglichst keine Rückwirkung durch Trägheiten und Reibung des Antriebssystems wahrnehmen. Das System soll transparent agieren. Ideale Transparenz ist nur durch die vollständige Abkopplung der Antriebe gegeben, die durch das Schnurgetriebe technisch sehr einfach realisiert werden kann. Dieser Ansatz weist jedoch einige regelungstechnische Nachteile auf, weshalb die Antriebe nach Kapitel 4.2.3 zunächst bei einer geringen Vorspannkraft verwendet werden sollen. Hierbei folgen die Antriebssysteme der Flexion und Extension des Kniegelenks durch entsprechende Rotation des Schnurgetriebes. Bei dieser Bewegung ist vor allem die Dynamik beim Gehen wichtig, da keine hohen Kräfte/Drehmomente eingekoppelt werden müssen. [194–196] geben die Winkelgeschwindigkeit beim Gehen mit $3,29 \dots 6,98 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ an. Der maximale Flexionswinkel des Gelenks beträgt dabei $0,86 \dots 1,52 \text{ rad}$ [173, 197–200].

4.3.3 Anzahl täglicher Transferbewegungen

[201, 202] untersuchen die Anzahl täglicher STS-Bewegungen gesunder Probandinnen und Probanden im Alter zwischen 18 und 65 Jahren. [201] kommt bei der Auswertung von $n_p = 140$ Datensätzen zu dem Ergebnis, dass täglich etwa $n_{\text{STS}} = 60 \pm 22$ STS-Durchführungen erfolgen. Die genaue Anzahl hängt von der beruflichen Tätigkeit und dem Alltag der beobachteten Probandinnen und Probanden ab. In [202] wird bei vorwiegend jungen Probandinnen und Probanden ($n_p = 9$) ein Wert von $n_{\text{STS}} \approx 100$ STS-Vorgängen ermittelt. Weiterhin wird die Frequenz des Treppensteigens mit $n_{\text{STC}} \approx 110$ STC-Vorgängen und das Gehen mit $n_{\text{Walk}} \approx 14500$ Schritte pro Tag angegeben.

Als Anforderungen für die täglich durchzuführenden Transferbewegungen wird $n_{\text{STS}} = 75$ und $n_{\text{STC}} = 110$ festgelegt. Dabei kann eine aktiv unterstützte Transferbewegung einem Belastungszyklus (BZ) des Antriebs, d. h. einer Kontraktion des Antriebs und einer Rückführung in den Ausgangszustand, zugeordnet werden. Bei einem gewünschten wartungsfreien Zeitraum von einem halben Jahr beträgt die erforderliche Lebensdauer aller Komponenten somit $n_{\text{BZ}} \approx \frac{365}{2} (n_{\text{STS}} + n_{\text{STC}}) \approx 33763 \text{ BZ}$. Geht man von der Anwendung bei älteren Menschen aus, kann dieser Wert ggf. herabgesetzt werden. Entsprechende Studien zur Häufigkeit der Transferbewegungen bei hauptsächlich älteren Menschen liegen nicht vor.

4.3.4 Weitere Anforderungen

Neben den biomechanischen müssen noch weitere Anforderungen vom Antriebssystem bzw. dem Gesamtsystem erfüllt werden. Hierzu zählen Anforderungen, welche an die Kurvenscheibe und den Bowdenzug, die Zugkraftmessung, die Orthesengelenkinematik oder die Orthesenherstellung gestellt werden. Im Folgenden werden die wichtigsten definiert

und diskutiert. Eine vollständige Auflistung aller Anforderungen ist Anhang C zu entnehmen.

Anforderungen an die Kurvenscheibe

Damit aus den biomechanischen Kenngrößen quantitative Anforderungen für TSA und PT-SA abgeleitet werden können, muss der Verlauf der Kurvenscheibe definiert werden. Hierfür werden der maximale und minimale Radius auf $R_{KS,max} = 45 \text{ mm}$ und $R_{KS,min} = 20 \text{ mm}$ festgelegt. Diese Werte müssen aus konstruktiver Sicht und zur Sicherung eines schlanken Gesamtaufbaus des Orthesengelenks sichergestellt werden. Zu berücksichtigen ist auch der minimale Biegeradius des verwendeten Innenzugs. Dieser kann nach Festlegung der wirkenden Kräfte in der Übertragungskette und Wahl eines passenden Bowdenzugs definiert werden.

Anforderungen an TSA und PTSA

Vergleicht man die Kennwerte zwischen den Transferbewegungen STS und STC aus Tabelle 4.4 und 4.5, so kann man die Winkelgeschwindigkeit und das Drehmoment ableiten. Nach Kapitel 1.3 soll nur eine anteilige Unterstützung vom Antriebssystem erbracht werden, sodass der Nutzer weiterhin gefordert bleibt und der Prozess der Muskeldegradation nicht weiter beschleunigt wird. Die Anforderung für die anteilige Unterstützung wird auf 30 % des eigenen Kniedrehmoments festgelegt (siehe auch Kapitel 1.3). Das zu erbringende Drehmoment kann dadurch mit

$$M_{K,max} = 0,3 M_{max} m_{PB} \quad (4.45)$$

berechnet werden. M_{max} wird mit den Angaben aus Tabelle 4.4 und 4.5 zu $M_{max} = 1,2 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$ gewählt, sodass ein Kniedrehmoment von $M_K = 30 \text{ Nm}$ erzeugt werden kann. Dies sind 20 % mehr als der derzeit verwendete SEA in der Lage zu leisten ist. m_{PB} ist die Masse des Probanden, die nach Berücksichtigung des durchschnittlichen Körpergewichts in den Untersuchungen in [12, 203–205] auf $m_{PB} = 85 \text{ kg}$ festgelegt wird.

Die Winkelgeschwindigkeit beträgt in der Schwungphase des Kniegelenks beim Treppauf- und -abgehen $-11,4 \leq \dot{\varphi} \leq 9,56 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ (siehe Tabelle 4.5). Damit ist sie deutlich höher als beim STS oder Gehen und deutlich höher als es viele im Stand der Technik aufgeführten Antriebssysteme zu leisten in der Lage sind (siehe Abbildung 2.5). Die Maximal- und Minimalwerte werden jedoch nur in der Schwungphase des Beins erreicht, in der keine Unterstützungsleistung erbracht werden muss. Für die Festlegung der Anforderung wird deswegen die maximale Winkelgeschwindigkeit beim Gehen herangezogen (siehe auch Kapitel 4.3.2). Diese beträgt $\dot{\varphi}_{K,max} \approx 7 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$. Mit der gewählten Winkelgeschwindigkeit und Gleichung 4.45 beträgt die zu erbringende mechanische Leistung $P_{K,max} \approx 130 \text{ W}$.

Die notwendige Drehmomentsteigung wird auf Grundlage der Ergebnisse in Kapitel 4.3.1 und Erfahrungen mit der ersten Experimentalplattform auf mindestens $\dot{M}_{\min} = 200 \frac{\text{Nm}}{\text{s}}$ festgelegt. Die Anforderung ist allerdings von dem Zeitpunkt abhängig, ab dem eine Bewegungsinitiierung erkannt wird und drauf reagiert werden kann. Folglich ist ggf. eine Anpassung der Anforderung erforderlich.

Mit den Abmessungen der Kurvenscheibe $R_{\text{KS,max}}$ und $R_{\text{KS,min}}$ und dem erforderlichen Drehmoment lassen sich nun die maximalen Zugkräfte für TSA und PTSA definieren. Bei den Drehmomentverläufen in Abbildung 4.12 für STS und Abbildung 4.13 für STC liegt es nahe, zu Beginn der Bewegung den maximalen Radius $R_{\text{KS,max}}$ der Kurvenscheibe vorzusehen, damit die Zugkräfte vergleichsweise gering sind. Dies hat den Vorteil, dass geringere Anforderungen an die Mechanik des Gesamtsystems und ein minimales Antriebsgewicht realisiert werden können. Mit Gleichung 4.45 lassen sich die maximalen Zugkräfte für TSA und PTSA wie folgt berechnen:

$$F_{\text{ZTSA,max}} = \frac{M_{\text{K,max}}}{R_{\text{KS,max}}} = 680 \text{ N} \quad , \quad F_{\text{ZPTSA,max}} = \frac{M_{\text{K,max}}}{R_{\text{KS,max}} n_{\text{B}}} = \frac{680}{n_{\text{B}}} \text{ N} \quad . \quad (4.46)$$

$F_{\text{ZPTSA,max}}$ ist die Zugkraft, die auf ein Schnurbündel innerhalb des PTSA wirkt. Die maximale Anzahl paralleler Schnurbündel wird auf $n_{\text{B}} = 4$ begrenzt und stellt einen Kompromiss aus Handhabbarkeit und konstruktivem Aufwand dar. Der maximale Hub, der nicht überschritten werden sollte, kann mit den Ergebnissen aus Kapitel 4.2.1 mit $\Delta x < 0,3 x_0$ angegeben werden. Tabelle 4.6 fasst die wichtigsten Anforderungen für TSA und PTSA zusammen.

Tabelle 4.6: Anforderungen an TSA und PTSA

Beschreibung	Symbol	TSA	PTSA
Winkelgeschwindigkeit	$\dot{\varphi}_{\max}$	$\approx 7 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$	
Hub	Δx_{\max}	$0,3 x_0$	
Drehmomentsteigung	\dot{M}_{\min}	$200 \frac{\text{Nm}}{\text{s}}$	
Mech. Leistung	P_{\max}	$\approx 130 \text{ W}$	
Zugkraft	$F_{\text{Z,max}}$	680 N	$\frac{680}{n_{\text{B}}} \text{ N}$
Anzahl der Schnurbündel	$n_{\text{B,max}}$	1	4

Die geforderte Translationsgeschwindigkeit- und -beschleunigung der Antriebe ($\Delta \dot{x}$ und $\Delta \ddot{x}$) lässt sich nach Definition der Kurvenscheibe in Kapitel 8 und bei Vorgabe eines Kniewinkelverlaufs berechnen.

Anforderungen an die Mechanik der Orthese

Die Mechanik der Orthese muss bei Berücksichtigung der Anforderungen für STS und STC eine maximale Flexion und Extension des Kniegelenks von $\Delta \varphi_{\text{K,max}} = -0,2...2,08 \text{ rad}$ er-

möglichen. Weiterhin ist eine mediale und laterale Krafteinkopplung gewünscht, um ein Verwinden der Orthese zu verhindern. Dies resultiert in einem bilateralen Aufbau des Orthesenkniegelenks. Infolgedessen ist auch jeweils medial und lateral eine Zugkraftmessung zu integrieren.

Anforderungen an die Kraftsensorik

Der Messbereich der Kraftsensorik ergibt sich aus der maximalen Zugkraft von TSA und PTSA sowie dem Verlauf der Kurvenscheibe und beträgt nach Kapitel 8.5 mindestens $F_{Z,HS,max} = 633,6\text{ N}$. Hierbei muss berücksichtigt werden, dass die Sensorelemente atypische Bewegungssituationen, wie beispielsweise einen Sturz des Nutzers oder auch Fehlfunktionen bei der Inbetriebnahme der Antriebsregelung, unbeschadet überstehen müssen. Hierzu soll das Sensorelement für eine Normalkraft $F_{Z,HS,max} = 900\text{ N}$ ausgelegt werden.

4.4 Zusammenfassung und Fazit

Dieses Kapitel befasst sich mit dem Antriebskonzept der Orthese und der Modellierung, auf deren Grundlage quantitative Anforderungen für die zwei Antriebsversionen abgeleitet werden. Das Konzept sieht den Einsatz des Schnurgetriebes bei Anordnung mit einem Schnurbündel (TSA) und achsparalleler Anordnung mehrerer Schnurbündel (PTSA) vor. Die Antriebe müssen Zugkräfte von bis zu 680 N generieren. Der Hub sollte $\Delta x_{max} = 0,3 x_0$ nicht überschreiten. Auf Grundlage der Überlegungen in Anhang B kann eine Drehmomentdichte von $34,8 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$ erwartet werden. Dies ermöglicht die Halbierung des Antriebsgewichts des eingesetzten SEAs in der ersten Experimentierplattform. Im Folgenden werden auch die Indizes TSA und PTSA bei Kenngrößen der Antriebsversionen verwendet.

Nach Kapitel 4.1 stellt das Schnurgetriebe das empfindlichste Glied in der Kraftübertragungskette dar, da es einer vergleichsweise hohen mechanischen Beanspruchung ausgesetzt ist und den größten Einschränkungen bei der Auslegung unterworfen ist. Weiterhin sind die gestellten Anforderungen an Zugkräfte und Aktorhub teils ein Vielfaches höher als bisher im Stand der Technik eingesetzt (siehe auch Kapitel 3.2). Dies erfordert eine sorgfältige Wahl der Getriebeparameter des Schnurantriebs im Hinblick auf eine gewünschte Lebensdauer. Vor diesem Hintergrund wird der Auslegung des Getriebes bei der Realisierung des Gesamtsystems die höchste Priorität zugeordnet. Der Antriebsmotor, der Bowdenzug, die Kurvenscheibe und der Kraftsensor werden nach Auslegung und Charakterisierung des Getriebes passend dimensioniert und festgelegt.

Die Grundlagen zur Berechnung der zum Betrieb des Systems wichtigen Kenngrößen, wie des Radius der Kurvenscheibe $R_{KS}(\varphi_K)$ bei der Kniewinkelstellung φ_K , des nötigen Aktorhubs $x_{KS}(\varphi_K)$ sowie des Kraftangriffswinkels $\varphi_N(\varphi_K)$ zur Berechnung der Zugkraft $F_{Z,Ist}$, können dem Kapitel 4.2 entnommen werden.

5 Messaufbauten zur Charakterisierung von Material und Getriebe

Zur Charakterisierung der verwendeten Schnüre und der Getriebefunktion werden zwei Messstände verwendet, welche im Folgenden vorgestellt werden. Beide Aufbauten dienen der gezielten Kraftausübung auf das Schnurgetriebe. Während ein Aufbau eine uniaxiale Belastung der Schnüre ermöglicht (1 DOF) und durch eine Universalprüfmaschine realisiert ist, bietet der zweite Aufbau einen zusätzlichen aktiven Freiheitsgrad zur einseitigen Rotation der Schnüre im verbauten Zustand (2 DOF). Mit den Aufbauten ist eine Charakterisierung der Schnüre sowie des Übertragungsverhaltens des Getriebes möglich. Letzterer Aufbau ist eine Eigenentwicklung und wird daher im Detail dargestellt.

5.1 Universalprüfmaschine zur 1 DOF-Charakterisierung

In Abbildung 5.1 ist die verwendete Universalprüfmaschine (UPM) Inspekt 5 table (Hege- wald & Peschke Meß- und Prüftechnik GmbH) abgebildet. Sie dient der Charakterisierung der Bruchkraft, des E-Moduls, der elastischen Dehnung sowie des Kriechverhaltens der verwendeten Schnüre (siehe Tabelle 5.1). Der Aufbau wird in Kapitel 6.5.2 und Kapitel 6.5.4 eingesetzt.

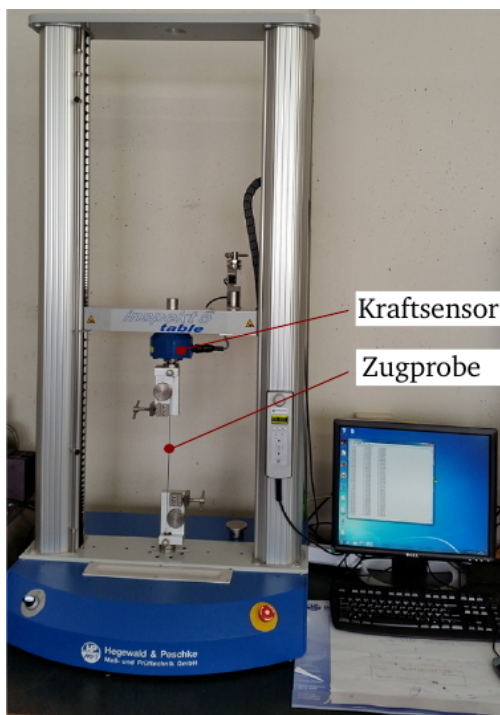


Abbildung 5.1: Zugprüfmaschine „Inspekt 5 table“ des Instituts EMK

Zur Versuchsdurchführung stehen passende Spannzeuge zur Verfügung. Die Programmierung der Prüfabläufe erfolgt mit der Software LABMASTER des Herstellers. Die wichtigsten technischen Details sind Tabelle 5.2 zu entnehmen.

Tabelle 5.1: Untersuchte Kenngrößen

Kenngröße	Symbol
Bruchkraft	F_B
E-Modul	E
elast. Dehnung	ϵ_{el}
plast. Dehnung	ϵ_{pl}

Tabelle 5.2: Kennwerte der UPM

Eigenschaft	Wert
Kraftsensor	1220AF-5K-B
Nennlast	5 kN
Messunsicherheit	0,4 %
Max. Hub	1100 mm
Verfahrgeschwindigkeit	0,01 – 1000 $\frac{\text{mm}}{\text{min}}$
Wegauflösung	< 1 μm

5.2 Entwicklung eines Aufbaus zur 2 DOF-Charakterisierung

Zur Charakterisierung der Getriebefunktion wird ein zusätzlicher aktiver Freiheitsgrad benötigt. Dieser wird dazu genutzt ein aus n_s Einzelschnüren bestehendes Schnurbündel einseitig rotieren zu lassen. Hierzu wird ein weiterer Prüfstand entwickelt und aufgebaut, der dies ermöglicht.

5.2.1 Gesamtaufbau

Der mechanische Aufbau ist in Abbildung 5.2 dargestellt und setzt sich aus einem Antrieb für die Generierung einer gewünschten Last (A in Abbildung 5.2) und einem Antrieb zur einseitigen Rotation der Schnüre (B in Abbildung 5.2) zusammen.

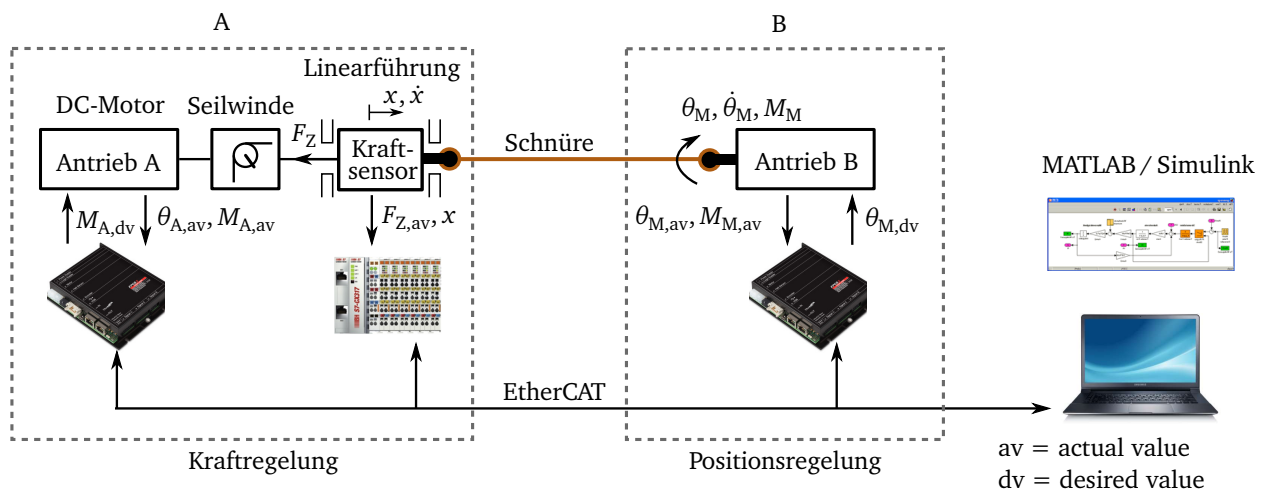


Abbildung 5.2: Abstraktion des Messaufbaus zur 2 DOF-Charakterisierung des Getriebes

Die Schnüre werden an der einen Seite an Antrieb B und an der anderen Seite an einem Kraftsensor befestigt. Letzterer ist auf einer 1 DOF-Linearführung montiert, sodass über das Getriebe wirkende Rotationsmomente aufgenommen werden können. Der Schlitten der Linearführung ist mittels eines Kabels über eine Seilwinde mit Antrieb A gekoppelt.

Zur Durchführung von Messungen an achsparallel angeordneten Schnüren (PTSA) kann der Aufbau so modifiziert werden, dass parallel angeordnete Schnurbündel synchron rotiert werden können. Die durch Antrieb A erzeugte und auf das Schnurgetriebe wirkende Zugkraft verteilt sich somit auf die Anzahl parallel angeordneter Schnurbündel.

Die technischen Eigenschaften des Aufbaus für beide Anwendungsszenarien bei uni- und polyaxialer Belastung sind in Tabelle 5.3 zusammengefasst.

Die zur Datenauswertung benötigten Signale der Antriebe (Position, Winkel, Drehzahl, wirkende Kräfte und Momente) werden über das echtzeitfähige EtherCAT-Bussystem an einen Steuerungs-PC übermittelt. Alle Systemkomponenten verfügen hierfür über eine entsprechende Ethernet-Schnittstelle. Der Steuerungs-PC ist mittels einer für diesen Einsatz

Tabelle 5.3: Technische Eigenschaften des Aufbaus

Eigenschaften	Wert	
	uniaxial	polyaxial
Kraftsensor/en	KD24s 1 kN	2x KD24s 1 kN
Genauigkeitsklasse	0,1 %	
Max. Zugkraft	350 N Dauer / 700 N kurzzeitig	
Max. Hub	500 mm	
Wegauflösung	10 μ m	

entwickelten Automatisierungssoftware (TwinCAT) ebenfalls echtzeitfähig. Zur Programmierung der Messabläufe, Datenauswertung und Visualisierung wird MATLAB / Simulink genutzt.

Für den dargestellten Aufbau muss eine Regelung entworfen werden, welche es erlaubt eine definierte Zugkraft F_Z am Schnurgetriebe einzustellen. Hierzu wird im Folgenden ein modellbasierter Regler für Antrieb A, den Lastantrieb, erstellt.

5.2.2 Modellbildung

Zur Modellierung des elektromechanischen Aufbaus kann die Abstraktion in Abbildung 5.2 verwendet werden. Hierzu wird Antrieb A, bestehend aus einem DC-Motor mit montiertem Planetengetriebe der Übersetzung p_{PG} , der Seilwinde mit dem Radius r_{SW} und dem Kabel betrachtet. Die Masse des Schlittens der Linearführung und die Reibung in der Linearführung werden bei der Modellbildung vernachlässigt. Deren Einfluss sowie die Bewegung des Schlittens, verursacht durch Antrieb B, werden als Störgröße der betrachteten Regelstrecke aufgefasst und durch einen robust ausgelegten Regler kompensiert. Somit ergibt sich die am Getriebe wirkende Zugkraft F_Z bei Berücksichtigung einer endlichen Steifigkeit des Kabels k_K zu

$$F_Z(t) = k_K \Delta x(t) = k_K \cdot \left(\frac{r_{SW} \theta_A(t)}{p_{PG}} - x_B(t) \right) . \quad (5.1)$$

$\theta_A(t)$ ist der Rotationswinkel des Lastantriebs (Antrieb A) und $x_B(t)$ die Schlittenposition, die durch Antrieb B eingestellt wird und somit von der Wahl der Schnüre abhängig ist.

Die Trägheitsmomente des Aufbaus ergeben sich aus Motor- und Getriebeträgheitsmoment Θ_M und Θ_{PG} sowie der Trägheit der Seilwinde Θ_{SW} zu

$$\Theta_G = \Theta_A + \Theta_{PG} + \frac{\Theta_{SW}}{p_{PG}^2} . \quad (5.2)$$

$$\Theta_{\mathrm{G}} \ddot{\theta}_{\mathrm{A}}(t) = k_{\mathrm{M,A}} \dot{i}_{\mathrm{A}}(t) - d_{\mathrm{A}} \dot{\theta}_{\mathrm{A}}(t) - M_{\mathrm{R}}(t) - \frac{r_{\mathrm{SW}}}{p_{\mathrm{PG}}} F_{\mathrm{Z}}(t) \quad . \quad (5.3)$$

$F_Z(t)$ ist dabei durch Gleichung 5.1 gegeben. $M_R(t)$ ist ein nichtlineares und unbekanntes Reibmoment, welches in der weiteren Modellbildung und beim Reglerentwurf vernachlässigt wird. $k_{M,A}$ ist die Motorkonstante des Motors, d_A die viskose Dämpfung des Motors und $\dot{\theta}_A(t)$ sowie $\ddot{\theta}_A(t)$ die Ableitungen des Rotationswinkels von Antrieb A. Aus den Bewegungsgleichungen des Antriebs lässt sich das folgende Strukturbild herleiten (siehe Abbildung 5.3):

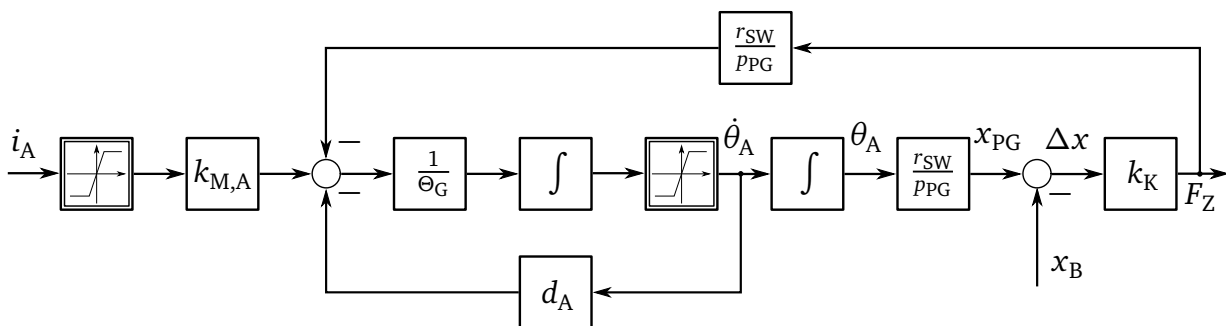


Abbildung 5.3: Strukturbild der Seite A des Aufbaus aus Abbildung 5.2. Das unbekannte nichtlineare Reibmoment $M_R(t)$ wird vernachlässigt.

Stellgrößenbegrenzungen für Motorstrom i_A und Motordrehrate $\dot{\theta}_A$ sind im Strukturbild kenntlich gemacht und müssen in der verwendeten Motorsteuerung definiert werden.

Die Laplace-Transformation von Gleichung 5.3 und Auflösen nach F_7 ergibt

$$F_Z(s) = \frac{r_{SW} k_K k_{M,A}}{\underbrace{p_{PG} \cdot (\Theta_G s^2 + d_A s + \frac{r_{SW}^2 k_K^2}{p_{PG}^2})}_{G_A(s)}} \cdot i_A(s) - \frac{k_K \cdot (\Theta_G s^2 + d_A s)}{\underbrace{\Theta_G s^2 + d_A s + \frac{r_{SW}^2 k_K^2}{p_{PG}^2}}_{G_L(s)}} \cdot x_B(s) \quad (5.4)$$

Demnach ist die Kraft F_Z vom Motorstrom i_A und der Bewegung des Schlittens x_B abhängig. Die Schlittenposition x_B wird in dem verwendeten Aufbau gemessen und kann für eine Störgrößenkompensation genutzt werden. Zur Berechnung der Übertragungsfunktion müssen alle Modellparameter bekannt sein. Die meisten Parameter lassen sich aus den entsprechenden Datenblätter entnehmen. Tabelle 5.4 fasst die bekannten Parameter zusammen.

Tabelle 5.4: Zusammenfassung der bekannten Modellparameter

Symbol	Parameter	Wert	Einheit	Quelle
r_{SW}	Radius der Seilwinde	0,023	m	CAD-Modell
k_K	Steifigkeit des Kabels	$5,1 \cdot 10^4$	$\frac{N}{m}$	Zugversuch
$k_{M,A}$	Drehmomentkonstante des Motors	0,0416	$\frac{Nm}{A}$	Datenblatt
p_{PG}	Übersetzung des Planetengetriebes	60 : 1		Datenblatt
Θ_A	Trägheitsmoment des Motors A	$6,3 \cdot 10^{-6}$	$kg\ m^2$	Datenblatt
Θ_{PG}	Trägheitsmoment des Getriebes	$8 \cdot 10^{-7}$	$kg\ m^2$	Datenblatt
Θ_{SW}	Trägheitsmoment der Seilwinde	$6,3 \cdot 10^{-5}$	$kg\ m^2$	CAD-Modell

Die viskose Dämpfung d_A des Systems ist dabei nicht bekannt und muss experimentell bestimmt werden.

5.2.3 Identifikation der Dämpfung

Um die geschwindigkeitsproportionale Dämpfung d_A des Systems zu identifizieren, wird die Stribeck-Kurve des Systems bestimmt. Aus dieser lassen sich unter anderem die Coulombsche Reibung M_R und die Dämpfung des Aufbaus herleiten. In Abbildung 5.4 ist der qualitative Verlauf der Stribeck-Kurve dargestellt.

Hierfür wird der Motor A mit montiertem Getriebe und der Seilwinde stromgeregelt bis zur Maximaldrehzahl des Motors betrieben und der gemessene Strom i_A sowie die aktuelle Drehrate des Motors $\dot{\theta}_A$ in Abbildung 5.4 aufgetragen. Der Strom i_A wird hierzu schrittweise ($\Delta i_A = 2,5\text{ mA}$) erhöht (siehe Gleichung 5.5).

$$i_{A,dv}(n) = \begin{cases} 0 & n = 0 \\ n \Delta i_A & 0 < n < \frac{i_{\max}}{\Delta i_A} \end{cases} \quad (5.5)$$

i_{\max} wird in einem Vorversuch ermittelt und beträgt $i_{\max} = 250\text{ mA}$. Pro Stromstufe $i_{A,dv}(n)$ werden 12000 Messwerte für i_A und $\dot{\theta}_A$ ermittelt, die jeweils gemittelt werden. Der Regeltakt beträgt bei den Messungen $f_R = 1\text{ kHz}$. Die Messungen werden mehrfach wiederholt ($n_M = 5$) und resultieren in einem gemittelten Verlauf der Reibeinflüsse (siehe Abbildung 5.4).

Es ist eine qualitative Abweichung der Messkurven vom Modellverlauf der Stribeck-Kurve zu erkennen. Die Abweichung ergibt sich messprinzipbedingt durch die inkrementelle Erhöhung des Stroms $i_{A,dv}(n)$ um Δi_A , da so eine Abnahme des Stroms im Bereich der Mischreibung bei $0 < \dot{\theta}_A < 25 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ nicht detektiert werden kann. Vorversuche zeigen jedoch, dass die Abnahme des Stroms im Bereich der Mischreibung gering ausfällt und der vereinfachte

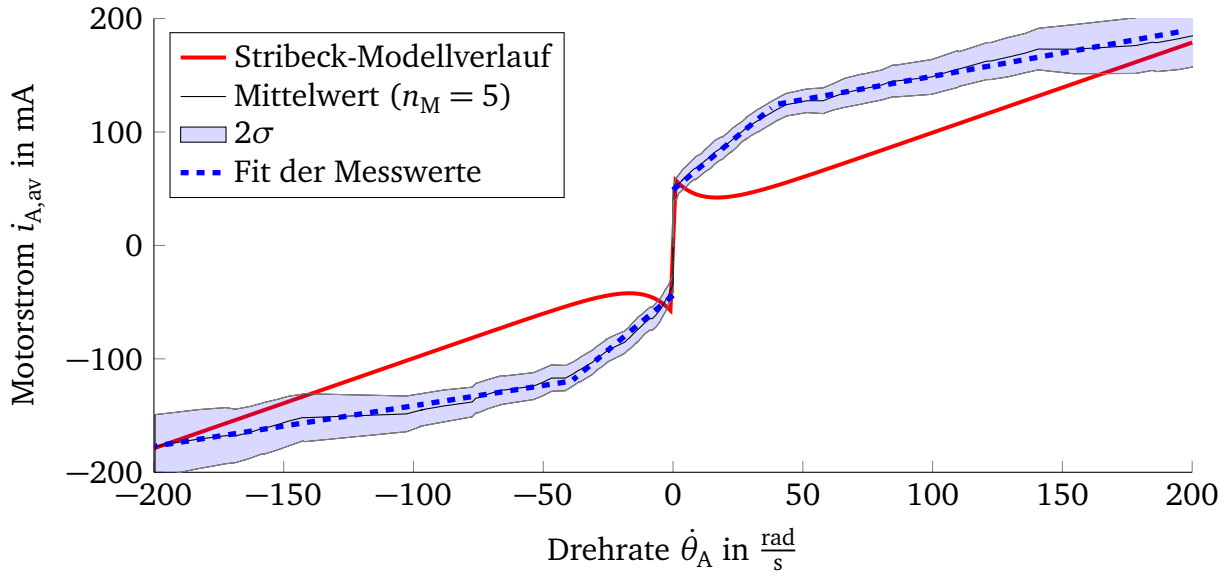


Abbildung 5.4: Qualitativer Modellverlauf der Stribeck-Kurve, Messkurven aus $n_M = 5$ Messungen und Fit der Messkurven, approximiert mit jeweils zwei Geraden, zur Bestimmung der Dämpfung d_A des Antriebs A

Algorithmus zur Bestimmung der Dämpfung nach Gleichung 5.5 verwendet werden kann.

Für den in der Anwendung interessanten Bereich der Drehrate $|\dot{\theta}_A| < 200 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ lässt sich der Verlauf der Kennlinie für beide Drehrichtungen in jeweils zwei Bereiche teilen, die mit einer Geraden approximiert werden können (siehe Abbildung 5.4). Die gemittelten Steigungen der Geraden aus beiden Drehrichtungen des Motors entsprechen der viskosen Dämpfung d_A des Antriebs (siehe Gleichung 5.6).

$$d_A = \begin{cases} 7,98 \cdot 10^{-5} \frac{\text{Nms}}{\text{rad}} & 0 \leq \dot{\theta}_A \leq 38,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \\ 1,6 \cdot 10^{-5} \frac{\text{Nms}}{\text{rad}} & 38,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} < \dot{\theta}_A \leq 200 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \end{cases} \quad (5.6)$$

Ausgehend von Gleichung 5.6 wird für die Auslegung des modellbasierten Reglers die viskose Dämpfung $d_A = 1,6 \cdot 10^{-5} \frac{\text{Nms}}{\text{rad}}$ verwendet, da der Antrieb A hauptsächlich bei $\dot{\theta}_A > 38,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ betrieben wird.

5.2.4 Störgrößenkompensation

Da die aktuelle Position des Schlittens x_B gemessen wird und somit bekannt ist, kann die Positionsänderung des Schlittens als Störgröße aufgefasst werden und in der Regelung in Form einer Störgrößenkompensation $\tilde{V}(s)$ berücksichtigt werden. Hierzu wird Gleichung 5.4 mit den Größen $G_A(s)$ und $G_L(s)$ sowie den Ein- und Ausgangsgrößen $i_A(s)$, $x_B(s)$ und $F_Z(s)$ in Abbildung 5.5 dargestellt und der Kompensationsterm $\tilde{V}(s)$ hinzugefügt.

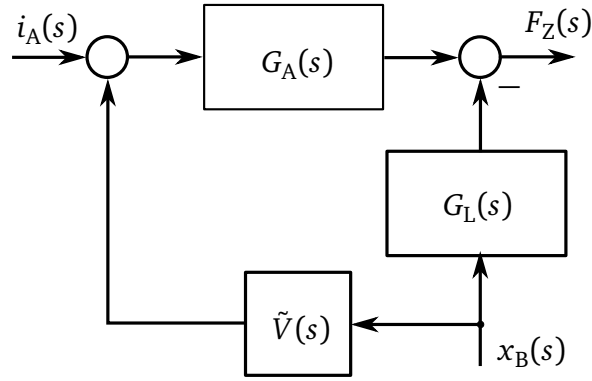


Abbildung 5.5: Strukturbild des Aufbaus mit Kompensationsterm $\tilde{V}(s)$

Die Regelgröße $F_Z(s)$ ist durch Gleichung 5.7 gegeben und unabhängig von $x_B(s)$, wenn der Term $G_U(s) \stackrel{!}{=} 0$ ist.

$$F_Z(s) = G_A(s) i_A(s) + \underbrace{\tilde{V}(s) G_A(s) x_B(s) - G_L(s) x_B(s)}_{G_U(s) \stackrel{!}{=} 0} \quad (5.7)$$

Dies ist erfüllt, für

$$\tilde{V}(s) = \frac{G_L(s)}{G_A(s)} = \frac{\Theta_G s^2 + d_A s}{r_{SW} k_{M,A}} \quad (5.8)$$

Da der Term ein zweifaches Nennerpolynom aufweist, muss ein Tiefpass 2. Ordnung integriert werden, um die Kausalität des Systems sicherzustellen. Hierfür wird ein Tiefpass 2. Ordnung mit einer Grenzfrequenz $f_G = 1$ Hz eingefügt, sodass der finale Kompensationsterm $V(s)$ wie folgt definiert werden kann:

$$V(s) = \tilde{V}(s) \frac{1}{\left(\frac{1}{2\pi f_G} s + 1\right)^2} = \frac{\Theta_G s^2 + d_A s}{r_{SW} k_{M,A} \left(\frac{1}{2\pi f_G} s + 1\right)^2} \quad (5.9)$$

5.2.5 Wahl der Reglerparameter

Für das modellierte System kann nun ein passender Regler entworfen werden. Ein einfacher PID-Regler in Parallelstruktur ist durch folgende Gleichung definiert:

$$C(s) = k_p + \frac{k_I}{s} + \frac{k_D s}{T_f s + 1} \quad (5.10)$$

Die Parameter k_p , k_i und k_d bestimmen den Proportional-, Integral- und Differentialanteil des Reglers $C(s)$ und werden durch die Lage seiner Nullstellen so gewählt, dass Anforderungen an Ausregelzeit und Überschwingweite erfüllt werden und sich ein stabiles Regelkreisverhalten ergibt. Um die Kausalität des Reglers sicherzustellen, wird ein zusätzlicher Filter mit der Zeitkonstante T_f hinzugefügt. Die Reglerparameter für die unterschiedlichen Messaufgaben in Kapitel 6.6 und Kapitel 7 werden entsprechend den Anforderungen der einzelnen Messaufgaben gewählt und am realen System eingesetzt.

5.2.6 Charakterisierung des Regelverhaltens

Zur Charakterisierung der Regelung wird das System hinsichtlich der Stabilität sowie des Führungsverhaltens untersucht. Hierzu wird zum einen eine Führungsgröße für die aufzubringende Zugkraft $F_{Z,Soll}$ vorgegeben und die Regelgröße $F_{Z,Ist}$ gemessen, zum anderen zusätzlich zur Vorgabe einer Führungsgröße der Schlitten aktiv bewegt (d. h. eine Störgröße eingekoppelt). Letzteres erfolgt durch Antrieb B und über die Kontraktion des Schnurgetriebes. Da bei allen vorgesehenen Messaufgaben eine Schlittenbewegung vorliegt, ist vor allem auf ein gutes Störverhalten zu achten und dieses bei der Wahl des Reglers höher zu gewichten.

Abbildung 5.6 zeigt die Charakterisierung von Führungs- und Störverhalten für eine klassische Konfiguration des Schnurgetriebes. Hierzu wird das Schnurgetriebe nach den in Tabelle 5.5 gegebenen Parametern realisiert.

Tabelle 5.5: Konfiguration des Schnurgetriebes zur Charakterisierung des Regelverhaltens

Parameter	Symbol	Wert
Verwendete Schnur		DC-161, Liros GmbH
Material		Dyneema [®]
Durchmesser	d_s	0,935 mm
Anzahl par. Schnurbündel	n_B	2
Anzahl par. Schnüre je Bündel	n_s	2
Ausgangslänge des Getriebes	x_0	0,25 m
Kontraktion des Getriebes	$\frac{\Delta x}{x_0}$	25 %

Aus Abbildung 5.6 ist ersichtlich, dass das Führungsverhalten mittels einer Sprungvorgabe der Führungsgröße auf $F_{Z,Soll} = 400 \text{ N}$, einer anschließenden Rampenfunktion und einer sinusförmigen Vorgabe der Führungsgröße ($f_{\sin} = 1 \text{ Hz}$) ermittelt wird. Das Schnurgetriebe und Antrieb B bleiben hierbei im Ausgangszustand und der Schlitten wird nicht aktiv bewegt. Die Abweichung zwischen Führungsgröße und Regelgröße kann mit

$$F_{RD} = \frac{F_{Z,Soll} - F_{Z,Ist}}{F_{Z,Soll}} \quad (5.11)$$

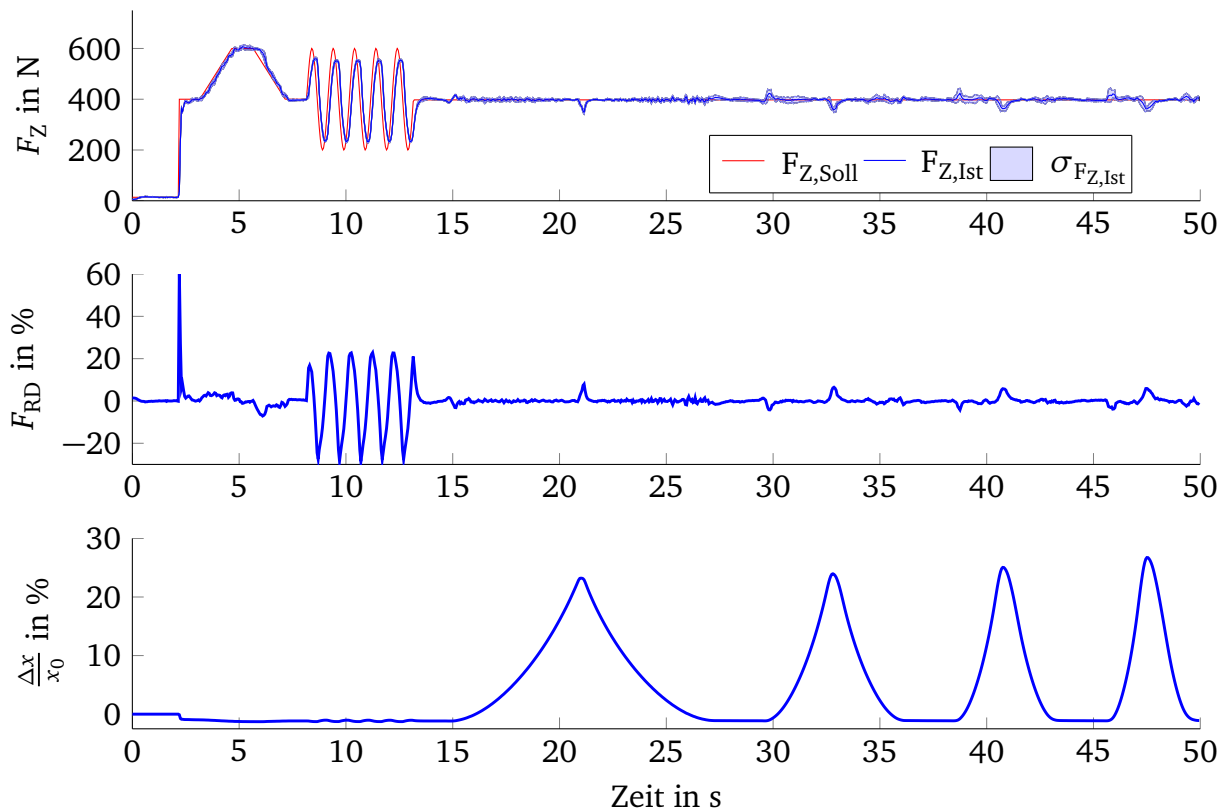


Abbildung 5.6: Messtechnische Charakterisierung des Führungsverhaltens bei Vorgabe einer Führungsgröße (Sprung, Rampe und Sinus) sowie des Störverhaltens bei konstanter Führungsgröße und simultaner Kontraktion des Getriebes
Oben: Verlauf der Führungs- und Rückführgröße
Mitte: Differenz von Führungs- und Rückführgröße
Unten: Relative Kontraktion des Getriebes ($\frac{\Delta x}{x_0} > 0$)

bestimmt werden. Die Regelgröße zeigt deutliche Abweichungen von der Führungsgröße ($F_{RD,max} = 60,8\%$), die auch in einer Totzeit des Systems ($t_T \approx 0,1\text{ s}$) begründet ist. Das Störverhalten hingegen ist durch die aktive Schlittenbewegung bei konstanter Führungsgröße erkennbar (siehe Abbildung 5.6 oben). Hierbei wird der Schlitten mit unterschiedlicher Dynamik durch Antrieb B und das Schnurgetriebe angeregt, sodass das Getriebe kontrahiert (siehe Abbildung 5.6 unten). Die Regelgröße zeigt in diesem Fall eine maximale Abweichung von $F_{RD,max} = 7,95\%$, die durch die Anlauf- und Abbremsvorgänge von Antrieb B hervorgerufen wird.

5.3 Fazit

Dieses Kapitel stellt die beiden Messaufbauten zur Charakterisierung des Schnurgetriebes vor. Der erste Aufbau steht in Form einer handelsüblichen Universalprüfmaschine zur Verfügung und ermöglicht die uniaxiale Belastung der Schnüre (1DOF-Charakterisierung). Der zweite Messaufbau realisiert einen zusätzlichen aktiven Freiheitsgrad (2DOF-Charakterisierung) und wird hierfür entwickelt und aufgebaut.

Der Aufbau zur 1 DOF-Charakterisierung wird zur Bestimmung der Materialparameter des Getriebes genutzt. Hiermit können die Bruchkraft, das E-Modul, die elastische Dehnung und das Kriechen (siehe Tabelle 5.1), die als Größen zur Auslegung des Getriebes benötigt werden, bestimmt werden.

Der Aufbau zur 2 DOF-Charakterisierung dient ausschließlich der Charakterisierung der gesamten Getriebefunktion (Übersetzung, Effizienz, Lebensdauer, etc.). Weiterhin sind Untersuchungen bei achsparalleler Anordnung des Getriebes (PTSA) möglich. Der Gesamtaufbau wird modelliert und die benötigten Modellparameter bestimmt. Die Reglerparameter des PID-Reglers werden an die entsprechende Messaufgabe angepasst und so gewählt, dass ein gutes Störverhalten des Gesamtsystems sichergestellt ist.

6 Festlegung der Getriebeparameter

Dieses Kapitel befasst sich mit der Festlegung der Getriebeparameter für das Schnurgetriebe der beiden Antriebsversionen TSA und PTSA. Der Fokus ist dabei auf der systematischen Auswahl einer geeigneten Schnur für die Getriebeanwendung unter der Prämisse einer gewünschten zu erreichenden Lebensdauer. Hierzu werden unter anderem die Lebensdauer des Getriebes sowie die Einfluss nehmenden Faktoren untersucht. So können zwei Schnüre für TSA und PTSA gewählt und für den zukünftigen Einsatz charakterisiert werden.

6.1 Getriebefreiheitsgrade

Die Auswahl und Festlegung der Getriebeparameter hat wesentlichen Einfluss auf die Dynamik des Antriebs, die Lebensdauer des Getriebes sowie die Anforderungen an den mechanischen Aufbau und an den eingesetzten Motor. Teils sind die Zusammenhänge aus der Modellbildung in Kapitel 4.2 bekannt. Die Lebensdauer hingegen muss für die eingesetzte Schnur individuell betrachtet werden.

Zu den festzulegenden Getriebeparametern gehören unter anderem die Anzahl paralleler Schnüre n_S , die Anzahl parallel wirkender Schnurbündel n_B (beim PTSA), der Durchmesser d_S der Schnüre und die Ausgangslänge x_0 . Zusätzlich muss das Material der Schnüre definiert werden. Tabelle 6.1 fasst die Parameter zusammen. Jeder dieser Parameter ist zunächst frei wählbar und deswegen als Getriebefreiheitsgrad definiert.

Tabelle 6.1: Übersicht der festzulegenden Getriebefreiheitsgrade

Parameter	Symbol	Bearbeitung
Material der Schnur		Kapitel 6.3.2
Anzahl paralleler Schnüre	n_S	Kapitel 6.3.2, 6.6 und 6.8
Anzahl paralleler Schnurbündel	n_B	Kapitel 6.3.2, 6.6 und 6.8
Durchmesser der Schnur	d_S	Kapitel 6.3.2
Ausgangslänge	x_0	Kapitel 6.3.2

Da das Schnurgetriebe das empfindlichste Glied der Kraftübertragungskette darstellt (siehe Kapitel 4.1), wird im Rahmen dieser Arbeit besonderes Augenmerk auf die Festlegung der Getriebeparameter gelegt. Dabei geht es vor allem darum, die Freiheitsgrade des Getriebes in Tabelle 6.1 so zu wählen, dass eine gewünschte Betriebsdauer mit dem Gesamtsystem möglich ist.

Bei der Anwendung in der aktiven Orthese sind die Schüre vergleichsweise hohen Belastung durch hohe Zugkräfte $F_{Z,\max} \approx 680\text{ N}$ bei gleichzeitig hohen Hüben $\Delta x_{\max} \approx 0,3 x_0$ ausgesetzt (siehe Kapitel 4.3). Vorversuche bei diesen Belastungen zeigen, dass bereits

nach wenigen Belastungszyklen (BZ) ein Versagen der Schnüre auftreten kann. Nach Kapitel 4.3.3 ist die Lebensdauer von $n_{BZ} \approx \frac{365}{2}(n_{STS} + n_{STC}) \approx 33763 \text{ BZ}$ notwendig, um einen wartungsfreien Zeitraum von einem halben Jahr zu gewährleisten. Folglich sollten die Parameter in Tabelle 6.1 wenn möglich so gewählt werden, dass die Lebensdauer des Getriebes der geforderten Wunschlebensdauer entspricht.

Trotz des zahlreichen Einsatzes dieser Getriebeform in unterschiedlichen Forschergruppen und Anwendungen (siehe Kapitel 3.2.2) gibt es bisher noch keinen systematischen und allgemein nutzbaren Ansatz zur Selektion einer passenden Schnur und zur Festlegung der Getriebeparameter unter der Prämisse einer gewünschten Lebensdauer. Deswegen soll in den folgenden Kapiteln ein Ansatz vorgestellt werden, der die Selektion einer passenden Schnur für TSA und PTSA ermöglicht.

6.2 Methodik zur Selektion einer Schnur

Wie im vorangegangenen Kapitel erläutert, ist bei der Auslegung der Antriebe TSA und PTSA für die aktive Kniegelenk-Orthese das primäre Ziel, eine gewünschte Lebensdauer der Antriebe zu erreichen. Wünschenswert ist hierbei

1. ein einfach zu bestimmendes Auswahlkriterium (AWK), welches die Eignung einer Schnur für ein bestimmtes Anwendungsszenario widerspiegelt und
2. ein vorgegebener methodischer Ablauf, nach dem die Getriebeparameter definiert werden.

Mit Punkt 1 ist eine Priorisierung der verfügbaren Schnüre möglich, während in Punkt 2 die Konfiguration des Getriebes erfolgt. Beide Auswahlsschritte lassen sich in einem gemeinsamen Lösungsansatz zur methodischen Selektion einer Schnur und der Getriebeparameter in Form eines Ablaufplans zusammenfassen und darstellen (siehe Abbildung 6.1). Da die Eignung einer Schnur sowie die Getriebeparameter von den gestellten Anforderungen der Anwendung abhängig sind, ist ein mehrstufiger und iterativer Entscheidungsprozess notwendig, in dem unter anderem die Lebensdauer experimentell ermittelt wird.

Die einzelnen Schritte des methodischen Ablaufplans sollen im Folgenden erläutert werden. Zu Beginn ist immer eine Ermittlung der Anforderungen und die Definition der Randbedingungen notwendig (Schritt 1). Zu den Anforderungen gehören die zu erbringende Kraft F_Z , der Hub Δx und die gewünschte Lebensdauer in Belastungszyklen $n_{BZ,W}$. Die Randbedingungen definieren sinnvolle Grenzen, die aus konstruktiver Sicht oder aufgrund modellbasierter Überlegungen als sinnvoll erachtet werden und einzuhalten sind (z. B. eine maximale Anzahl paralleler Schnurbündel bei Anwendung des PTSA).

Anschließend kann eine Vorselektion möglicher Schnüre vorgenommen werden (Schritt 2). Eine Schnur muss dabei die folgenden notwendigen Bedingungen erfüllen:

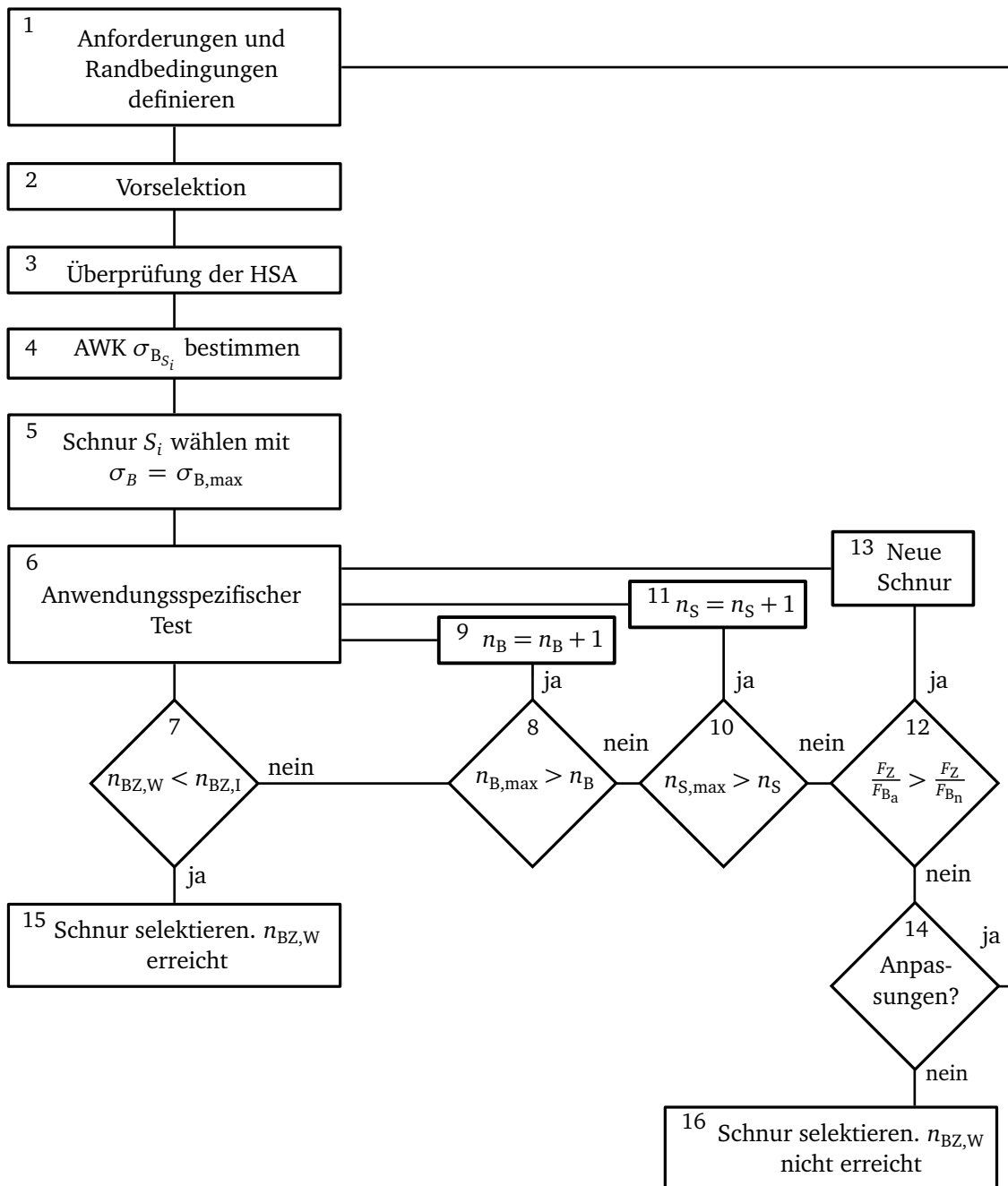


Abbildung 6.1: Methodik zur Festlegung einer geeigneten Schnur für den Getriebeeinsatz in TSA / PTSA durch Prüfung der Herstellerangaben (HSA) der Schnüre und Definition eines Auswahlkriteriums (AWK) zur Selektion einer Schnur. Die Zielgröße ist dabei eine gewünschte Lebensdauer $n_{BZ,W}$ bei gegebenen Anforderungen und Randbedingungen.

1. **Die maximal wirkende Zugkraft $F_{Z,\max}$ muss geringer sein als die Bruchkraft F_B der Schnur ($F_{Z,\max} < F_B$):** Es ist naheliegend, die Eigenschaften der zu untersuchenden Schnüre so zu wählen, dass diese der mechanischen Beanspruchung standhalten können. Um dies sicherzustellen, muss die vom Hersteller angegebene Tragkraft F_B , d. h. die Kraft bei der im eindimensionalen Zugversuch ein Bruch der Schnur auftritt, mindestens der maximal im Getriebe wirkenden Kraft $F_{Z,\max}$ entsprechen. Zur Vorselektion können zunächst die Herstellerangaben (HSA) herangezogen werden, welche als Orientierung dienen.
2. **Der maximale Durchmesser der Schnüre $d_{S,\max}$ darf von den n_{VS} vorselektierten Schnüren mit dem Durchmesser d_{S_i} für $i = 1 \dots n_{VS}$ nicht überschritten werden ($d_{S_i} \leq d_{S,\max}$):** $d_{S,\max}$ kann unter Berücksichtigung der eigenen Anforderungen an den Antrieb und der in Kapitel 4.2.1 hergeleiteten Zusammenhänge frei gewählt werden. Wird $d_{S_i} > d_{S,\max}$ gewählt, ist mit Einschränkungen bei der Handhabung und dem Betrieb des Getriebes zu rechnen. Folglich können ggf. an den Antrieb gestellte Anforderungen nicht erfüllt werden.

Der zu betreibende Aufwand bei der vorgestellten Vorgehensweise ist von der Anzahl der vorselektierten Schnüre abhängig und kann nach Wunsch an die eigene Situation angepasst werden. Vorwissen und Erfahrungen aus Vorversuchen können bei der Vorselektion berücksichtigt werden und den Prozess erheblich verkürzen.

In Schritt 3 erfolgt die Prüfung der Herstellerangaben $F_{B,HSA_{S_i}}$ und $d_{HSA_{S_i}}$. Dieser Schritt sollte zumindest einmalig je Schnur erfolgen, da die Werte teils erheblich von gemessenen Werten (MW) abweichen können (siehe auch Kapitel 6.5.1, 6.5.2 und 6.5.3). Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, wird empfohlen, identische Messmethoden zu verwenden.

Um die Eignung einer Schnur zu quantifizieren, wird in diesem Abschnitt ein Auswahlkriterium (AWK) definiert (Schritt 4). Dieses besteht im einfachsten Fall aus den messtechnisch ermittelten Parametern $F_{B,MW_{S_i}}$ und $d_{MW_{S_i}}$ in Schritt 3. Das Verhältnis aus Bruchkraft $F_{B,MW_{S_i}}$ und Querschnittsfläche $A_{MW_{S_i}} = \frac{\pi}{4} d_{MW_{S_i}}^2$ ist die individuelle Bruchspannung $\sigma_{B,MW_{S_i}}$ einer Schnur S_i und ein Qualitätsmerkmal der Schnur. Es wird die Hypothese aufgestellt, dass die individuelle Bruchspannung $\sigma_{B,MW_{S_i}}$ mit der Anzahl möglicher Belastungszyklen n_{BZ} einer Schnur korreliert. Die Hypothese wird in Kapitel 6.6.2 überprüft. Die Ergebnisse legen einen entsprechenden Zusammenhang nahe.

Ausgehend von den Ergebnissen in Schritt 4 können die vorselektierten Schnüre nach der individuellen Bruchspannung $\sigma_{B,MW_{S_i}}$ sortiert werden. Beginnend mit der Schnur, die die höchste individuelle Bruchspannung aufweist (Schritt 5), lässt sich nun in Schritt 6 eine anwendungsspezifische Prüfung der Lebensdauer durchführen. Hierzu wird die Schnur verbaut und bis zum Versagen bei den in Schritt 1 definierten Anforderungen betrieben. Die Anzahl der Belastungszyklen $n_{BZ,I}$ muss dabei erfasst werden. Da die Anzahl der Belastungszyklen $n_{BZ,I}$ einer Streuung unterworfen ist, die von der eingesetzten Schnur S_i

sowie den Anforderungen und Randbedingungen abhängig ist, wird empfohlen, die Messung mehrfach durchzuführen, um nicht in Schritt 7 aufgrund eines Ausreißers bei der Lebensdauermessung eine Fehlentscheidung zu treffen.

Wird die gewünschte Anzahl an Belastungszyklen $n_{BZ,W}$ erreicht, kann die Schnur selektiert und in der Anwendung eingesetzt werden (Schritt 15). Ist dies nicht der Fall (d. h. $n_{BZ,W} > n_{BZ,I}$) werden die in Schritt 1 durch die Anforderungen und Randbedingungen sowie durch die in Schritt 2 der Vorselektion gegebenen Freiheitsgrade soweit ausgeschöpft bis eine positive oder negative Entscheidung (Schritt 15 oder 16) erfolgen kann. Falls keine Schnur die gewünschte Lebensdauer $n_{BZ,W}$ zulässt, muss in Schritt 14 über eine Anpassung der Anforderungen und Randbedingungen entschieden werden. Sind keine Anpassungen möglich, so muss der Anwender eine geringere Lebensdauer akzeptieren (Schritt 16).

Um den Aufwand in Schritt 6 zu minimieren, ist die Anpassung der durch die Randbedingungen und Vorselektion gegebenen Freiheitsgrade in der Reihenfolge durchzuführen, in der der Einfluss auf die Lebensdauer abnimmt. Hat beispielsweise die Anzahl achsparallel angeordneter Schnurbündel des Getriebes den größten Einfluss auf die Lebensdauer der Schnur, so ist es sinnvoll, zunächst diesen Freiheitsgrad iterativ bis zu einem definierten Maximum ($n_{B,max}$) anzuheben und zu überprüfen, ob die gewünschte Lebensdauer des Getriebes erreicht werden kann. Anschließend kann der Freiheitsgrad mit dem zweitgrößten Einfluss angehoben werden. In Kapitel 6.6 wird der Einfluss der in Kapitel 6.3.2 definierten Randbedingungen und weiterer Einflussfaktoren untersucht. Auf Grundlage der Ergebnisse kann die in Abbildung 6.1 dargestellte Reihenfolge zur Festlegung der Freiheitsgrade festgelegt werden.

Als letzter Freiheitsgrad ist die Anpassung der Schnur und damit auch der Parameter $d_{MW_{S_i}}$ und $F_{B,HS_{S_i}}$ möglich. Dabei sollte darauf geachtet werden, dass das Verhältnis von wirkender mechanischer Belastung F_Z und der Bruchkraft F_{B_a} der aktuellen Schnur größer ist als das Verhältnis $\frac{F_Z}{F_{B_n}}$ einer weiteren vorselektierten Schnur ($\frac{F_Z}{F_{B_a}} > \frac{F_Z}{F_{B_n}}$). Dies ist häufig für Schnüre größeren Durchmessers erfüllt.

Mit der Anzahl an vorselektierten Schnüren n_{VS} ergibt sich die maximale Anzahl durchzuführender Versuche in Schritt 6 zu

$$n_{M,max} = n_{B,max} n_{VS} (n_{S,max} - 1) n_M \quad . \quad (6.1)$$

n_{VS} stellt dabei die Anzahl vorselektierter Schnüre dar, während n_M die Anzahl der in Schritt 6 zu wiederholenden Messungen je Schnur definiert und frei gewählt werden kann. Weitere Größen der Gleichung gehen aus Tabelle 6.1 hervor.

Der Ansatz ist für jedes Anwendungsszenario von TSA und PTSA einsetzbar. Dabei sollte im Vorfeld nützliches Vorwissen aus der Literatur und aus Vorversuchen herangezogen

werden, um so die Definition von Randbedingungen für die Getriebeparameter in Schritt 1 zu erleichtern. Kapitel 3.2.3 fasst die Erkenntnisse aus der Literatur und aus Vorversuchen zusammen.

6.3 Anforderungen und Randbedingungen zur Selektion

Im Folgenden werden die Anforderungen und Randbedingungen, die für die Selektion einer Schnur für TSA und PTSA definiert werden müssen, erläutert und diskutiert.

6.3.1 Anforderungen

Anforderungen, die an das Getriebe gestellt werden, ergeben sich aus Untersuchungen der zu unterstützenden Bewegungsabläufe. Diese werden in Kapitel 4.3.4 behandelt. Die maximale Zugkraft beträgt demnach $F_{Z,\max} = 680\text{ N}$, während die Kontraktion bzw. der Aktorhub mit $\Delta x_{\max} = 0,3 x_0$ angegeben ist (siehe Tabelle 4.6).

6.3.2 Randbedingungen

Folgende Randbedingungen müssen bei der Festlegung der Getriebeparameter für den in der Orthese eingesetzten TSA und PTSA berücksichtigt werden:

- **Fasermaterial der Schnüre:** Auf Grundlage der Ergebnisse und Erfahrungen aus dem Stand der Technik des TSA (siehe Kapitel 3.2) fällt die Materialwahl auf Schnüre mit HMPE-Fasern (Dyneema[®] und Spectra[®]). Dyneema[®] liegt in vielen Varianten und Durchmessern vor und bietet somit eine hohe Verfügbarkeit.
- **Ausgangslänge x_0 des Getriebes:** Die Ausgangslänge x_0 des Getriebes ist durch die Abmessungen der unteren Extremitäten auf ein Maximum begrenzt, da nur so das uneingeschränkte Hinsetzen, Aufstehen und Gehen möglich ist. Anthropometrische Daten der unteren Extremitäten können beispielsweise aus [206] entnommen werden. Die maximale Ausgangslänge des Getriebes wird auf $x_{0,\max} < 320\text{ mm}$ festgelegt. Geht man weiterhin davon aus, dass weiterer Platz für Komponenten wie beispielsweise eine Kraftumlenkung und ein Gehäuse benötigt werden (siehe Abbildung 4.6), muss dieser entsprechend von $x_{0,\max}$ abgezogen werden. Zusätzlich muss bei mechanischer Belastung mit der Dehnung der Schnur gerechnet werden (siehe Kapitel 6.5.4). Nach Berücksichtigung dieser Faktoren wird $x_{0,\max,\text{TSA}}$ beim TSA zu $x_{0,\max,\text{TSA}} = 240\text{ mm}$ gewählt. Beim PTSA ist eine Ausgangslänge $x_{0,\max,\text{PTSA}} = 250\text{ mm}$ möglich.
- **Anzahl paralleler Schnüre je Bündel n_s :** Kapitel 4.2.1 zeigt die kinetostatische Modellierung des Antriebs. Dabei sinkt mit steigender Anzahl paralleler Schnüre die maximale relative Verkürzung $\frac{\Delta x}{x_0}$, bei der die einzelnen idealen und zylinderförmigen Schnüre in der Helixstruktur bei Betrachtung des Querschnitts des Getriebes aufeinanderliegen. Da ein großer Aktorhub für die Realisierung des Systems bei niedrigen

Zugkräften benötigt wird, wird beim TSA und PTSA $n_{S,\max,TSA} = n_{S,\max,PTSA} = 2$ gewählt.

- **Anzahl achsparalleler Schnurbündel n_B :** Die maximale Anzahl achsparalleler Schnurbündel beim PTSA ist nach Kapitel 4.3.4 auf $n_{B,\max,PTSA} = 4$ begrenzt. Beim TSA beträgt $n_{B,\max,TSA} = 1$.
- **Durchmesser $d_{S,\max}$ der Schnur:** Der Durchmesser der Schnüre darf nicht beliebig gewählt werden, da sonst das benötigte Motordrehmoment M_M nach Gleichung 4.7 und Abbildung 4.4 exponentiell zunimmt und so wiederum klassische Getriebe für die Übersetzung des Motordrehmoments zwingend notwendig werden. Bei den Parametern $d_S = 1,5$ mm, $n_S = 2$, $n_B = 1$, einer relativen Kontraktion von $\frac{\Delta x}{x_0} = 25\%$ und einer mechanischen Belastung $F_{Z,\max} = 500$ N beträgt das benötigte Motordrehmoment M_M nach Gleichung 4.4 und Gleichung 4.6 bereits $M_M = 0,661$ Nm. Unter Berücksichtigung der Verwendung von Kleinmotoren der Leistungsklasse $P_M \leq 150$ W und bei einer möglichen kurzzeitigen Beanspruchung mit dem 4-fachen des Motornenndrehmoments (für wenige Sekunden) wird beim TSA der maximale Schnurdurchmesser auf $d_{S,\max,TSA} \leq 1,5$ mm begrenzt. Beim PTSA ist $d_{S,\max,PTSA} \leq 1$ mm.

Tabelle 6.2 fasst die Randbedingungen zusammen.

Tabelle 6.2: Übersicht der einzuhaltenden Randbedingungen

Randbedingung	TSA		PTSA		Einheit
	Symbol	Wert	Symbol	Wert	
Ausgangslänge	$x_{0,\max,TSA}$	240	$x_{0,\max,PTSA}$	250	mm
Anzahl paralleler Schnüre	$n_{S,\max,TSA}$	2	$n_{S,\max,PTSA}$	2	
Anzahl paralleler Bündel	$n_{B,\max,TSA}$	1	$n_{B,\max,PTSA}$	4	
Durchmesser	$d_{S,\max,TSA}$	1,5	$d_{S,\max,PTSA}$	1	mm

6.4 Vorselektion der Schnüre

Nach der in Kapitel 6.2 dargestellten Vorgehensweise wird eine Vorselektion der Schnüre (Schritt 2) auf Basis der Anforderungen und Randbedingungen aus Kapitel 6.3.1 und Kapitel 6.3.2 durchgeführt. Es werden 22 Schnüre unterschiedlicher Hersteller für TSA und PTSA gewählt ($n_{VS} = 22$). Abbildung 6.2 zeigt die verwendeten Schnüre in Abhängigkeit der Herstellerangaben zum Schnurdurchmesser $d_{HSA_{S_i}}$ und der Tragkraft $F_{B,HSA_{S_i}}$. In Tabelle D.1 im Anhang sind alle vom Hersteller angegebenen technischen Daten der Schnüre zusammengefasst.

Ein Großteil der zur Verfügung stehenden Schnüre in Abbildung 6.2 weist einen Durchmesser $d_{HSA} < 1$ mm auf. Dies ist in der schlechteren Verfügbarkeit dickerer Schnüre begründet. Weiterhin ist aus Tabelle D.1 (Anhang) ersichtlich, dass nicht immer bekannt ist,

welches Fasermaterial in den Schnüren eingesetzt wird oder auch welche Konstruktionseigenschaften die Schnüre aufweisen. Genaue technische Details zu den Schnüren sind auch auf Anfrage nicht verfügbar.

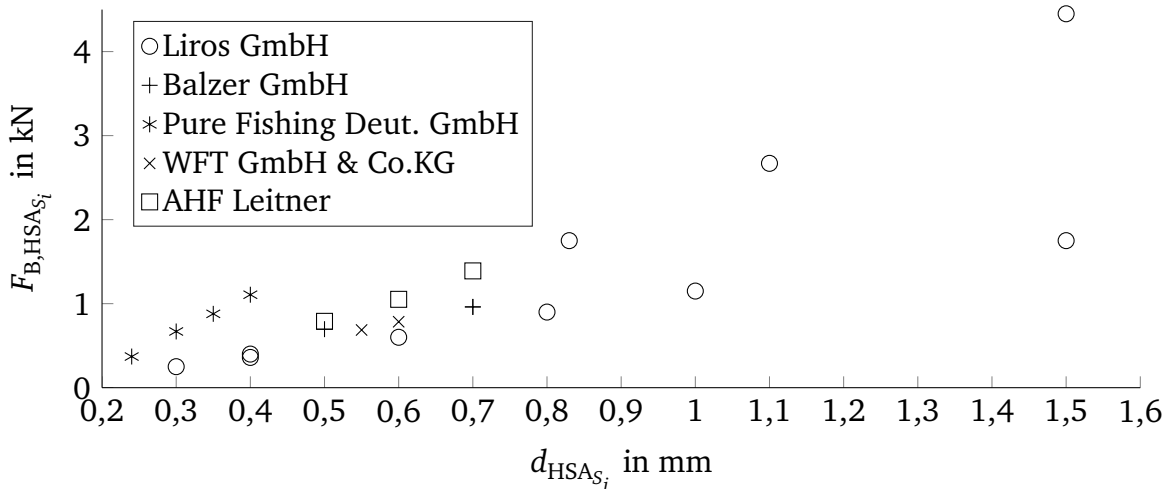


Abbildung 6.2: Herstellerangaben (HSA) zu den verwendeten Schnüren S_1 bis S_{22}

6.5 Überprüfung der Herstellerangaben

In diesem Kapitel werden die Herstellerangaben $d_{HSA_{S_i}}$ und $F_{B,HSA_{S_i}}$ verifiziert. Anschließend wird aus den gemessenen Größen die Bruchspannung $\sigma_{B,MW_{S_i}}$ bestimmt. Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, werden zur Bestimmung der Parameter jeweils identische Messmethoden verwendet. Die Bestimmung der Messunsicherheit bei den folgenden Messungen wird mit den Methoden nach [207] durchgeführt.

6.5.1 Durchmesser

Nach Anhang D existieren kontaktlose und kontaktbehaftete Messverfahren zur Bestimmung des Schnurdurchmessers. Im Folgenden wird das kontaktbehaftete Messverfahren genutzt, da es eine einfache Handhabung bei ausreichender Messgenauigkeit liefert (siehe auch Anhang D). Abbildung 6.3 zeigt die ermittelten Durchmesser und die Herstellerangaben der Schnüre S_1 bis S_{22} . Weitere Informationen zum Messablauf sind Anhang D zu entnehmen.

Es ist ersichtlich, dass teils Abweichungen bis zu 48,8% zwischen den gemessenen Werten und den Herstellerangaben existieren. Dies ist darauf zurückzuführen, dass Messmethode und Randbedingungen bei der Bestimmung durch den Hersteller nicht bekannt sind und von der genutzten Methode abweichen können.

Weiterhin ist mit einer Streuung des tatsächlichen Durchmessers über der Länge der Materialprobe und auch bei unterschiedlichen Materialchargen zu rechnen. Deswegen wird der Durchmesser für die Validierung des mathematischen Modells aus Kapitel 4.2.1 für jede verwendete Materialcharge neu bestimmt.

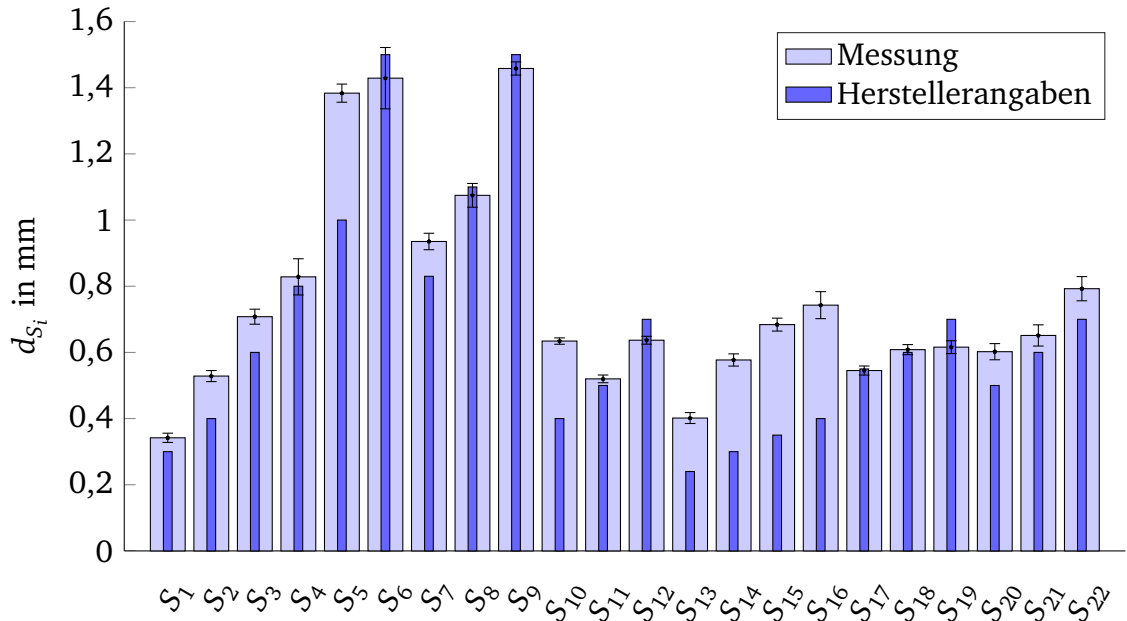


Abbildung 6.3: Gemessene Schnurdurchmesser $d_{MW_{S_i}}$ sowie entsprechende Herstellerangaben $d_{HSA_{S_i}}$ der Schnüre S_1 bis S_{22} . Die Anzahl durchgeführter Messungen je Schnur beträgt $n_M = 25$.

6.5.2 Bruchkraft

Zur Prüfung der Bruchkraft $F_{B,HSA_{S_i}}$, der Kraft bei der nach [111] im eindimensionalen Belastungsfall ein Bruch der Schnur auftritt, wird der in Kapitel 5.1 beschriebene Aufbau verwendet. Dafür werden die Schnüre nach Vorgaben der DIN EN ISO 2307 Norm [208] vorbereitet und vermessen. Der exakte Prüfverlauf ist Anhang D zu entnehmen. Abbildung 6.4 zeigt die gemessene sowie die vom Hersteller angegebene Bruchkraft der Schnüre S_1 bis S_{22} .

Nach Abbildung 6.4 existieren Abweichungen von bis zu 63,5 % zwischen der gemessenen und der vom Hersteller angegebenen Bruchkraft. Sie sind auf unterschiedliche Prüfverfahren und Umgebungsbedingungen zurückzuführen. Im Folgenden kann nun die individuelle Bruchspannung $\sigma_{B,MW_{S_i}}$ der Schnüre berechnet und dargestellt werden.

6.5.3 Bruchspannung

Die messtechnisch ermittelte individuelle Bruchspannung $\sigma_{B,MW_{S_i}}$ der Schnüre bestimmt sich aus dem Verhältnis der beiden Größen $F_{B,MW_{S_i}}$ und $d_{MW_{S_i}}$ zu

$$\sigma_{B,MW_{S_i}} = \frac{F_{B,MW_{S_i}}}{\frac{\pi}{4} d_{MW_{S_i}}^2} \quad i = 1 \dots n_{VS} \quad . \quad (6.2)$$

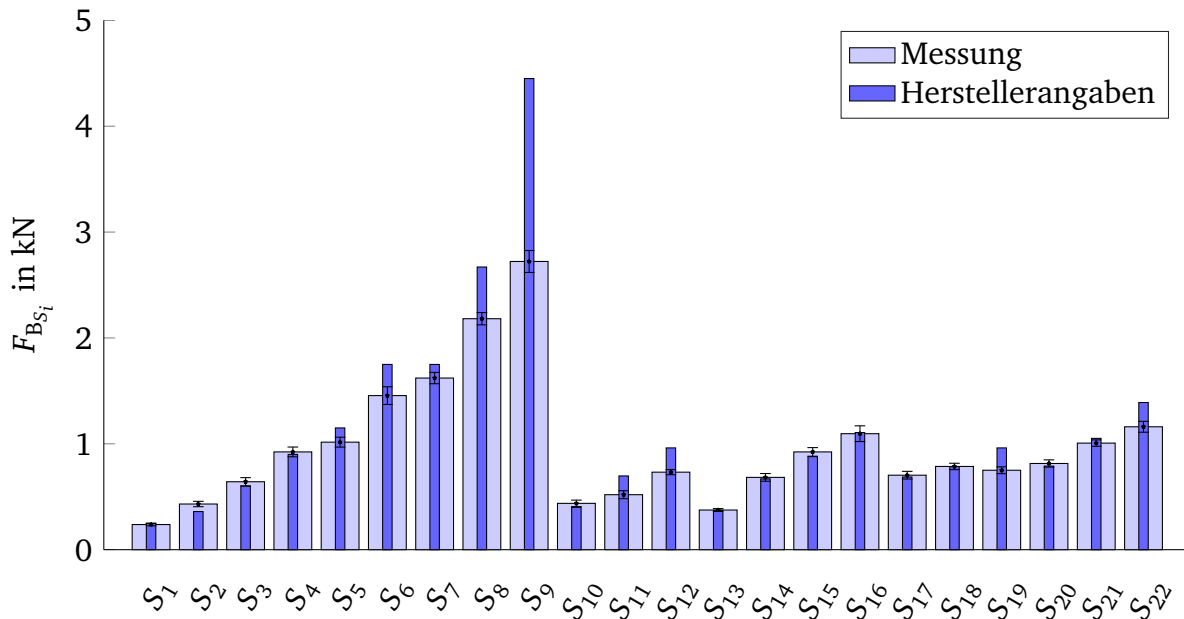


Abbildung 6.4: Gemessene Bruchkräfte $F_{B,MW_{S_i}}$ sowie entsprechende Herstellerangaben $F_{B,HSA_{S_i}}$ der Schnüre S_1 bis S_{22} . Es werden jeweils $n_M = 10$ Messungen durchgeführt.

Abbildung 6.5 zeigt die berechnete individuelle Bruchspannung $\sigma_{B,MW_{S_i}}$ aus den experimentell ermittelten Werten sowie aus der Berechnung der Herstellerangaben $\sigma_{B,HSA_{S_i}}$.

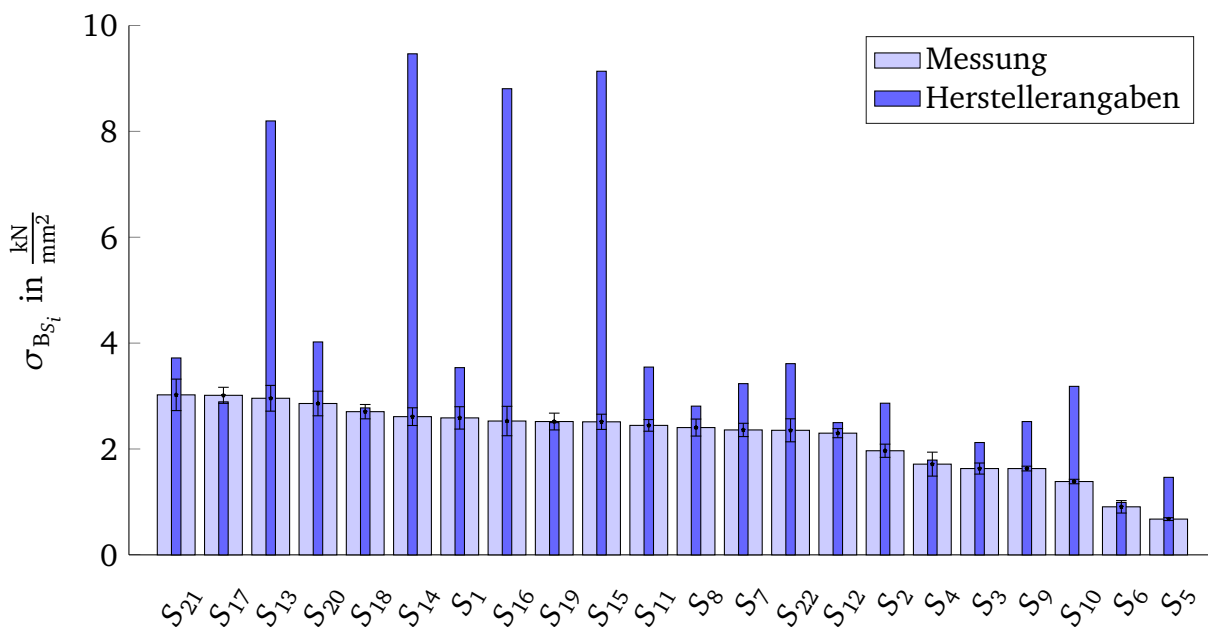


Abbildung 6.5: Individuelle Bruchspannung der Schnüre S_1 bis S_{22} mit absteigender Sortierung der berechneten Bruchspannung

Die gemessenen Mittelwerte liegen zwischen $3,02 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$ und $0,68 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$. Dies ist auf die abweichende Qualität des verwendeten Materials und eine unterschiedliche Konstruktion der Schnüre zurückzuführen. Es treten Abweichungen von bis zu 263,5 % zwischen den ermit-

telten Werten und den Herstellerangaben in Abbildung 6.5 auf. Dies ist darauf zurückzuführen, dass erhebliche Abweichungen beim ermittelten Durchmesser in Kapitel 6.5.1 auftreten und der Schnurdurchmesser $d_{MW_{S_i}}$ nach Gleichung 6.2 quadratischen Einfluss hat. Abbildung 6.3 zeigt, dass S_{13} , S_{14} , S_{16} und S_{15} besonders hohe Abweichungen zwischen dem gemessenen Durchmesser und den Herstellerangaben aufweisen. Die Schnüre stammen alle vom gleichen Hersteller (Pure Fishing Deutschland GmbH).

Abbildung 6.6 zeigt die ermittelten Bruchspannungen in Abhängigkeit des ermittelten Durchmessers. Es ist ersichtlich, dass die Verfügbarkeit der Schnüre kleineren Durchmessers höher ist und die individuelle Bruchspannung dünnerer Schnüre nahe den Herstellerangaben einzelner Fasern liegen (1,5 GPa bis 4 GPa nach [209]). Das legt, unter Annahme einer Korrelation zwischen der individuellen Bruchspannung und der Lebensdauer einer Schnur, den Schluss nahe, dass Schnüre mit geringem Durchmesser dickeren Schnüren vorzuziehen sind. Dies hat nach Formel 4.7 des Weiteren den Vorteil, dass Motoren mit geringerem Nenndrehmoment eingesetzt werden können.

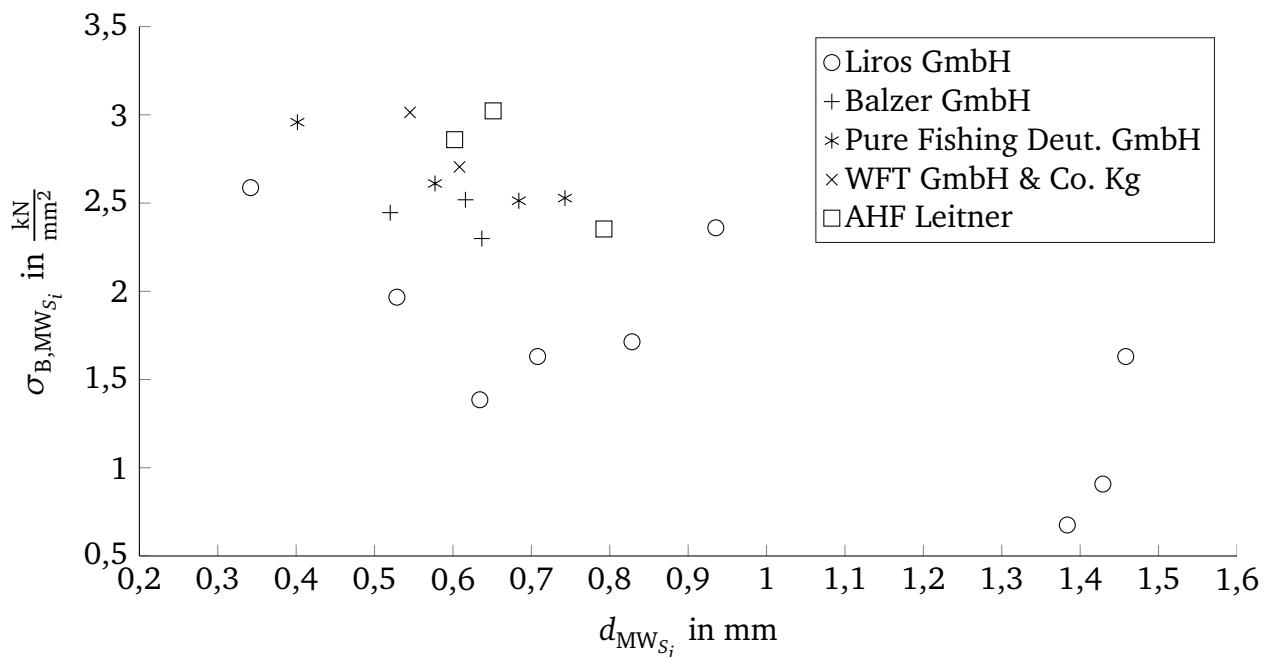


Abbildung 6.6: Übersicht der messtechnisch ermittelten individuellen Bruchspannung $\sigma_{B, MW_{S_i}}$ und des zugrundeliegenden Durchmessers $d_{MW_{S_i}}$ aus Kapitel 6.5.1 der Schnüre S_1 bis S_{22}

6.5.4 Elastische und plastische Verformung

Kapitel 3.1.1 beschreibt die theoretischen Grundlagen der elastischen Dehnung und des Kriechverhaltens (plastische Dehnung) von HPF-Fasern. Im Folgenden sollen die Dehnung nach DIN EN ISO 2307 [208] und anschließend das Retardationsverhalten bestimmt werden. Das Relaxationsverhalten kann aufgrund der Annahme, dass bei Transferbewegungen i. d. R. eine recht kurze Krafteinwirkung von $t_w < 2$ s vorliegt (siehe auch Kapitel 4.3),

vernachlässigt werden. Zur Charakterisierung der Dehnung wird der in Kapitel 5.1 vorgestellte Aufbau verwendet.

Elastische Dehnung

Zur Bestimmung der elastischen Dehnung wird die Belastung ausgehend von einer aufgetragenen Nennspannung bis zu einer Spannung, die 50 % der Mindestbruchfestigkeit entspricht, angehoben [208]. Die Dehnung lässt sich nach [208] wie folgt berechnen:

$$\epsilon_{el_i} = \frac{l_3 - l_2}{l_2} \quad i = 1 \dots n_{VS} \quad . \quad (6.3)$$

l_2 entspricht dabei der Messlänge zwischen zwei auf der Schnur angebrachten Markierungen bei Nennspannung. l_3 ist die Messlänge bei 50 % der Mindestbruchfestigkeit. Bei den Messungen wird darauf geachtet, dass die Einwirkdauer t_W mit $t_W < 2\text{ s}$ möglichst kurz ist, damit der Einfluss plastischer Dehnung so gering wie möglich ist.

Abbildung 6.7 zeigt die gemessene Dehnung der verwendeten Schnüre. Die berechneten Mittelwerte der einzelnen Schnüre haben eine maximale Abweichung von bis zu 44,7 % zur vom Hersteller angegebenen Maximaldehnung (sofern definiert). Literaturwerte geben für HMPE-Fasern eine Dehnung $\epsilon_{el} = 2,7 \dots 5\%$ an [120, 210]. Messprinzip- und materialbedingt weisen die Ergebnisse eine hohe Messunsicherheit und Streuung auf.

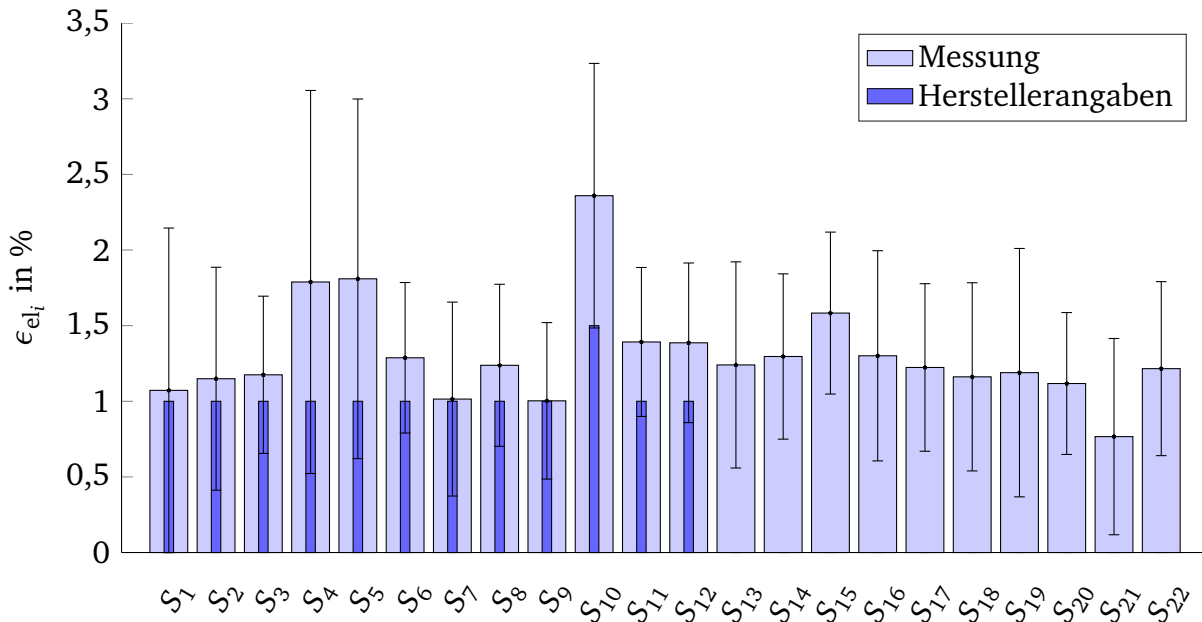


Abbildung 6.7: Gemessene elastische Dehnung der Schnüre S_1 bis S_{22} . Bei den Herstellerangaben (sofern vorhanden) handelt es sich jeweils um die maximale Dehnung der Schnur bei 50 % der Mindestbruchfestigkeit. Zur messtechnischen Charakterisierung werden jeweils $n_M = 10$ Messungen durchgeführt.

Darüber hinaus ist die Dehnsteifigkeit bei 2 DOF-Belastung interessant, die sich für $\theta_M > 0$ ergibt. Diese wird für den TSA in Kapitel 7.2.1 und PTSA in Kapitel 7.3.1 charakterisiert.

Plastische Dehnung

Die Charakterisierung des Retardationsverhaltens erfolgt bei uniaxialer Belastung. Die Schnüre werden dabei zyklisch mit der Einwirkdauer $t_W = 15\text{ s}$ der mechanischen Spannung ausgesetzt (unterbrochener Zeitstandversuch). Es werden $n_Z = 250$ Spannungszyklen je Messung aufgebracht. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird nur das Kriechverhalten der beiden in Kapitel 6.8 gewählten Schnüre für TSA und PTSA (S_7 und S_9) dargestellt.

Die Höhe der mechanischen Spannung ist von den wirkenden Kräften in der Anwendung abhängig, welche in Kapitel 4.3.4 definiert werden und wie folgt mit den gewählten Getriebeparametern aus Kapitel 6.8 berechnet werden können:

$$\sigma_{Z,TSA_{S_9}} = \frac{4 F_{Z,\max}}{\pi n_{S,TSA} d_{MW_{S_9}}^2} \approx 200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad , \quad (6.4)$$

$$\sigma_{Z,PTSA_{S_7}} = \frac{4 F_{Z,\max}}{\pi n_{S,PTSA} n_{B,PTSA} d_{MW_{S_7}}^2} \approx 125 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad . \quad (6.5)$$

Die Messungen werden bei identischen Laborbedingungen durchgeführt. Nichtsdestotrotz ist mit geringen Änderungen der Umgebungstemperatur und Luftfeuchtigkeit zu rechnen. Die Umgebungstemperatur beeinflusst das Kriechverhalten [211]. Der Einfluss wird bei den Messungen vernachlässigt, da zum einen die Messdauer maximal $t_{MD,\max} = 3\text{ h}$ beträgt und zum anderen keine drastischen Temperatursprünge zu erwarten sind.

Abbildung 6.8 zeigt Kriechdehnung ε_{pl} und Kriechgeschwindigkeit $\frac{d\varepsilon_{pl}}{dt}$. Beide Schnüre weisen einen typischen Kriechverlauf auf. Demnach nimmt die plastische Dehnung zunächst verstärkt zu bis sie nach der Einwirkdauer $t_W = 5\text{ min}$ eine annähernd konstante Kriechgeschwindigkeit $\frac{d\varepsilon_{pl}}{dt}$ erreicht. Somit befinden sich S_7 und S_9 jeweils in Phase 2 des Kriechverlaufs (siehe auch Abbildung 3.2). Tests zum Erreichen von Phase 3 können aufgrund der zeitlichen Dauer der Versuche nicht durchgeführt werden.

Für den Einsatz der Schnüre als Getriebe ist es sinnvoll, diese in Phase 2 des Diagramms in Abbildung 3.2 zu betreiben, da so ein Teil der ungewollten plastischen Dehnung zu Beginn des Betriebs des Schnurantriebs eliminiert werden kann. Hierfür werden die Schnüre mit den in Gleichung 6.4 und Gleichung 6.5 berechneten Spannungen für die Zeit $t_W = 5\text{ min}$ belastet. Nichtsdestotrotz ist davon auszugehen, dass das Kriechen, wenn auch in einem geringeren Ausmaß, dennoch auftritt, da durch die mehrdimensionale Belastung

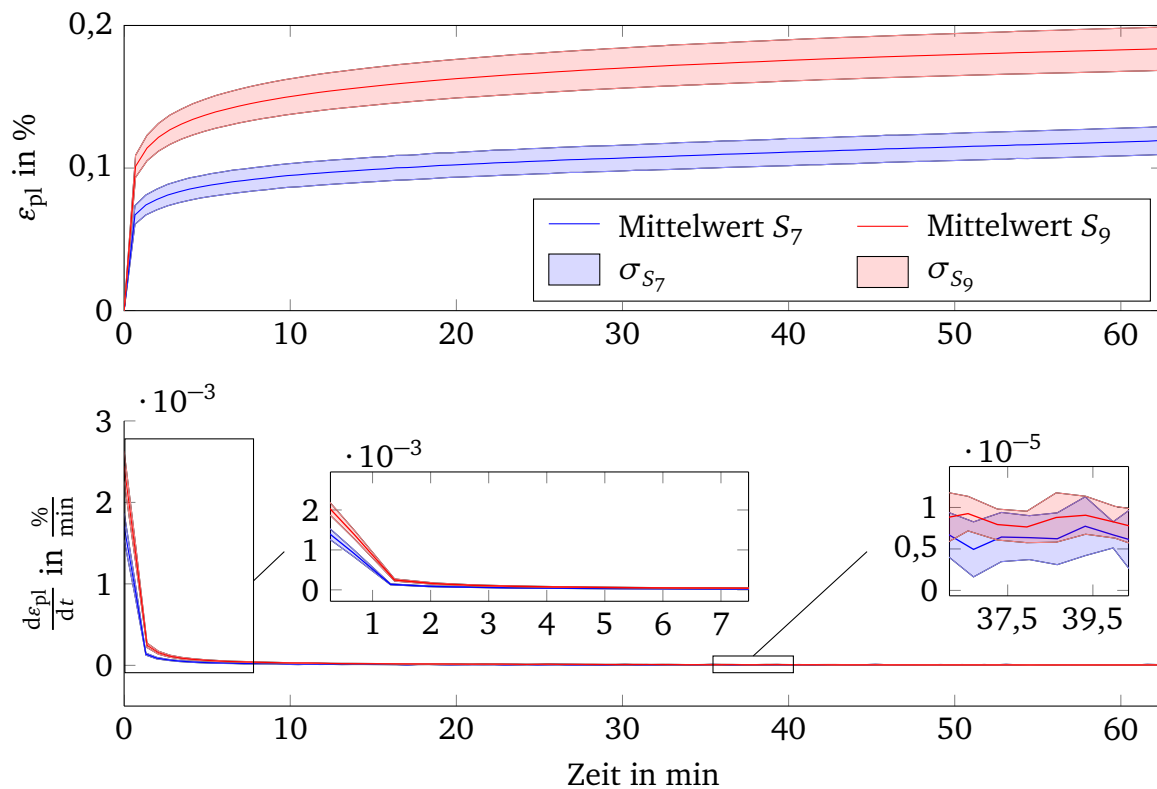


Abbildung 6.8: Gemessenes Kriechverhalten der Schnüre S_7 und S_9 bei zyklischer mechanischer Belastung. Die Anzahl der jeweiligen Messungen für beide Schnüre beträgt $n_M = 10$.

Oben: Kriechdehnung ε_{pl}

Unten: Kriechgeschwindigkeit $\frac{d\varepsilon_{pl}}{dt}$

der Schnüre in der vorgesehenen Anwendung und der damit einhergehenden Erwärmung durch Reibung sowie dem Verschleiß der Schnüre mit einer Zunahme des Kriechens zu rechnen ist. Dieses Verhalten müsste genauer untersucht werden, kann im Rahmen der vorliegenden Arbeit aber nicht weiter betrachtet werden.

6.6 Lebensdauercharakterisierung

In diesem Kapitel werden die Untersuchungen und Ergebnisse zur Bestimmung der Lebensdauer der Schnüre und des Ausfallverhaltens dargestellt. Auf eine kurze Begriffsdefinition folgt die Bestimmung des Zusammenhangs zwischen Lebensdauer und individueller Bruchspannung, die Untersuchung der Korrelation zwischen den Getriebeparametern und der Lebensdauer des Getriebes sowie die Charakterisierung der betriebszeitbedingten Änderung der Getriebeeigenschaften (Degradation).

6.6.1 Begriffsdefinitionen

Die Lebensdauer beschreibt die Zeit bis zum Versagen des Getriebes und ist durch die Kennzahl der erfolgreich abgeschlossenen Belastungszyklen (BZ) definiert. Ein Belastungszyklus wiederum ist durch das Verdrehen der Schnüre bis zu einer vorgegebenen relativen Kontraktion $\frac{\Delta x}{x_0}$ bei einer anwendungsspezifischen mechanischen Last F_Z sowie die anschließende Rückführung in den Ausgangszustand definiert. Ein erfolgreich durchgeführter Belastungszyklus entspricht in der Anwendung der Kniegelenk-Orthese einer unterstützten Transferbewegung.

Bei zyklischer Belastung der Schnüre durch erfolgreich durchgeführte Belastungszyklen findet eine unerwünschte und kontinuierliche Änderung der Übertragungseigenschaften statt. Dieser Prozess wird auch als Degradation bezeichnet.

6.6.2 Lebensdauer und individuelle Bruchspannung

Damit der in Kapitel 6.5.3 messtechnisch bestimmte Parameter der individuellen Bruchspannung $\sigma_{B,MW_{S_i}}$ einer Schnur S_i als Auswahlkriterium für die Eignung einer Schnur für die Getriebeanwendung herangezogen werden kann, muss die Korrelation zwischen individueller Bruchspannung und Lebensdauer einer Schnur untersucht werden. Zur Durchführung anwendungsspezifischer Lebensdauertests wird der vorgestellte Aufbau aus Kapitel 5.2 verwendet. Hierbei wird eine gewählte Schnur in das System eingesetzt und bis zum Versagen bei 2 DOF-Belastung (Rotation und Zug) belastet. Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse bei den verschiedenen Schnurdurchmessern zu wahren, werden die Schnüre mit der gleichen mechanischen Spannung $\sigma_Z = 125 \frac{N}{mm^2}$ belastet und die Messungen mehrfach wiederholt ($n_M = 11$). Weitere Eigenschaften des Aufbaus und des Messprotokolls werden bei allen Messungen nicht geändert (siehe Tabelle 6.3).

Da die Durchführung derartiger Tests für alle Schnüre mit einem hohen zeitlichen Aufwand verbunden ist und die Konfidenzintervalle der individuellen Bruchspannung der Schnüre sich teils überschneiden (siehe Abbildung 6.5), werden einzelne Schnüre als Stützpunkte gewählt und vermessen (S_3 , S_6 , S_{15} und S_{17}). Die Stützpunkte werden so gewählt, dass sich zum einen die Konfidenzintervalle nicht überschneiden und zum anderen die ausreichende Verfügbarkeit des Materials gegeben ist.

Zur Analyse der Messergebnisse der Lebensdaueruntersuchungen stehen verschiedene statistische Verteilungen zur Verfügung [212]. Eine der bekanntesten ist die Weibull-Verteilung mit der Dichtefunktion (*probability density function*, pdf)

$$f(t) = \lambda \kappa (\lambda t)^{\kappa-1} e^{-(\lambda t)^\kappa}, \quad (6.6)$$

Tabelle 6.3: Eigenschaften des Aufbaus und des Messprotokolls

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Ursprungslänge	x_0	240	mm
Anzahl paralleler Schnüre	n_S	2	
Kontraktion	$\frac{\Delta x}{x_0}$	25	%
Mechanische Spannung	σ_Z	125	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Winkelgeschwindigkeit des Motors	θ_M	157,1	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$
Individuelle Bruchspannung von S_3	σ_{B_3}	$1,63 \pm 0,1$	$\frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$
Individuelle Bruchspannung von S_6	σ_{B_6}	$0,91 \pm 0,12$	$\frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$
Individuelle Bruchspannung von S_{15}	$\sigma_{B_{15}}$	$2,51 \pm 0,14$	$\frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$
Individuelle Bruchspannung von S_{17}	$\sigma_{B_{17}}$	$3,01 \pm 0,15$	$\frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$
Anzahl der Messungen je Schnur	n_M	11	

die durch einen Form- und Skalen-Parameter (κ und λ) beschrieben wird. Der Form-Parameter ist auch als die Ausfallsteilheit bekannt, während der Skalen-Parameter die charakteristische Lebensdauer beschreibt. Die Überlebenswahrscheinlichkeit ergibt sich aus der kumulierten Verteilungsfunktion $F(t)$ zu

$$R(t) = 1 - F(t) = e^{-(\lambda t)^\kappa} \quad . \quad (6.7)$$

Abbildung 6.9 oben zeigt die Ergebnisse der Messungen im Weibull-Netz. Dieses definiert die Ausfallwahrscheinlichkeit (AW) über der Anzahl der Belastungszyklen (n_{BZ}) der vermessenen Schnüre. Aus der Abbildung lässt sich unter anderem die charakteristische Lebensdauer einer Schnur bei $AW = 0,632$ bestimmen. Die Überlebenswahrscheinlichkeit (ÜW) ist in Abbildung 6.9 unten dargestellt.

Tabelle 6.4 fasst die rechnerisch ermittelten Werte des Form- und Skalen-Parameters für die Schnüre S_3 , S_6 , S_{15} und S_{17} zusammen.

Tabelle 6.4: Ergebnisse zur Auswertung der Lebensdaueruntersuchungen

Schnur	κ	λ
S_3	13,47	1024,24
S_6	3,49	51,16
S_{15}	35,55	2146,23
S_{17}	23,18	4666,21

Die Ergebnisse zeigen einen deutlichen Unterschied der charakteristischen Lebensdauer λ der Schnüre (siehe Abbildung 6.9 und Tabelle 6.4). Dies bestätigt auch ein paarweiser Mittelwertvergleich der Schnüre, der einen hoch signifikanten Unterschied der vier Mit-

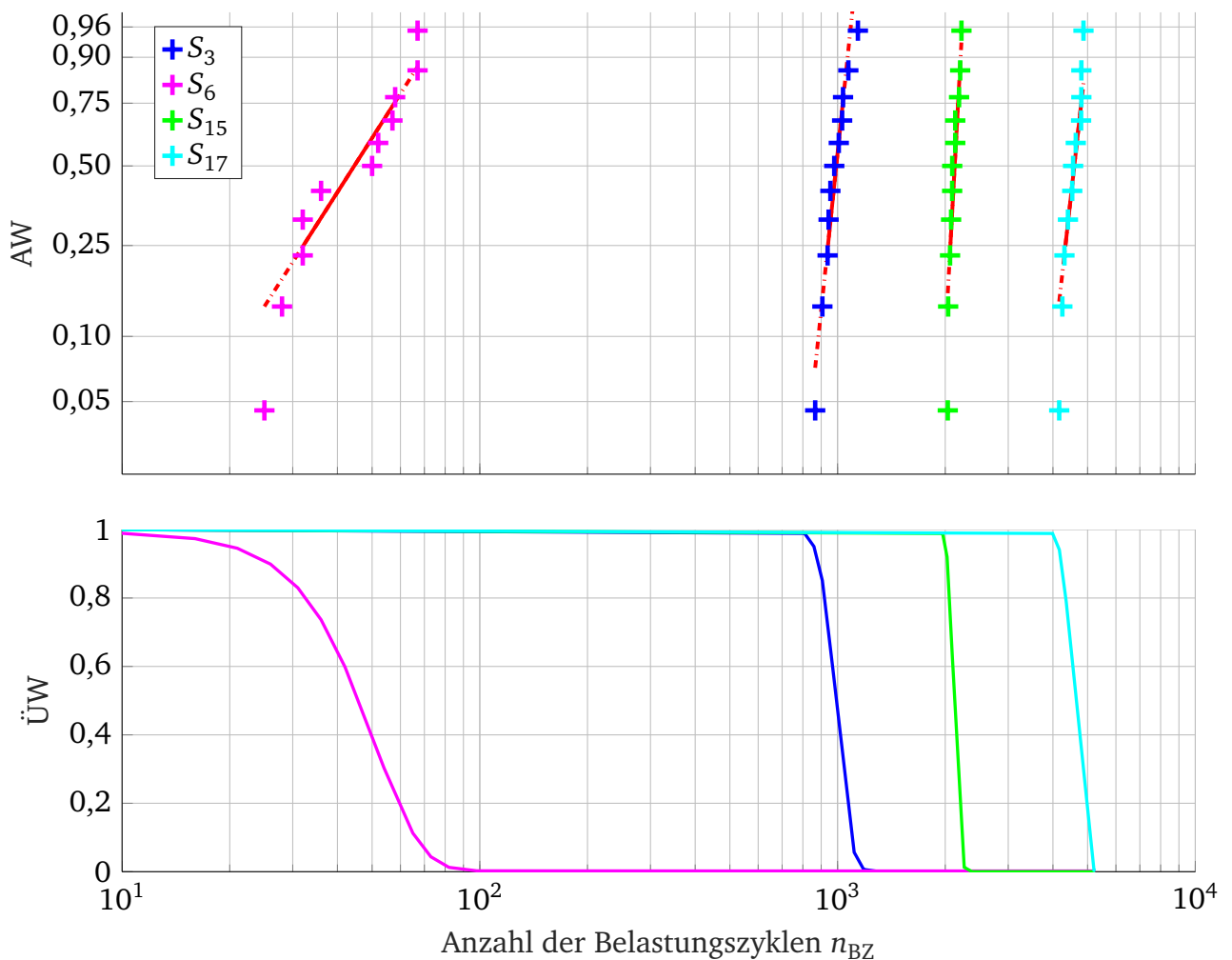


Abbildung 6.9: Auswertung der Lebensdaueruntersuchungen der vermessenen Schnüre S_3 , S_6 , S_{15} und S_{17}
Oben: Ausfallwahrscheinlichkeit (AW) der Schnüre im Weibull-Netz
Unten: Überlebenswahrscheinlichkeit (ÜW) der Schnüre

telwerte ergibt ($p < 0,1\%$). Die Anzahl der erreichten Belastungszyklen nimmt mit der angegebenen individuellen Bruchspannung der Schnüre S_6 , S_3 , S_{15} und S_{17} zu. Hieraus lässt sich schlussfolgern, dass ein Zusammenhang zwischen der individuellen Bruchspannung $\sigma_{B,MW_{S_i}}$ und der Lebensdauer einer Schnur besteht. Dies kann auch damit erklärt werden, dass die individuelle Bruchspannung die Qualität der Schnur und des verwendeten Materials widerspiegelt und somit ein Qualitätsmerkmal der eingesetzten Fasern darstellt.

Da nur vier der 22 Schnüre getestet werden, ist eine Extrapolation des Ergebnisses auf nicht getestete Schnüre nicht möglich, da nicht bekannt ist, inwiefern weitere Schnureigenschaften (z. B. die Konstruktion oder eine Nachbehandlung der Schnüre) Einfluss auf die Lebensdauer nehmen. Bei Wahl einer nicht getesteten Schnur besteht folglich immer das Risiko, eine weniger geeignete Schnur für die Anwendung zu wählen. Dies resultiert schlimmstenfalls in einer verkürzten Lebensdauer des Schnurgetriebes. Aufgrund der sehr

deutlichen Unterschiede der Mittelwerte legen die Ergebnisse jedoch nahe, dass die individuelle Bruchspannung einen erheblichen Einfluss auf die Lebensdauer hat.

6.6.3 Untersuchung der Einflussgrößen

Dieses Kapitel befasst sich mit den Methoden und deren Umsetzung zur systematischen Bestimmung der auf die Lebensdauer Einfluss nehmenden Faktoren. Die Untersuchung der Einflussgrößen wird aufgrund des Messaufwands nur für die Schnur S_7 des PTSA durchgeführt.

Motivation

In Kapitel 3.2.3 wurden erste Erkenntnisse zur Lebensdauerbestimmung aus der Literatur zusammengefasst. Bei diesen erfolgte allerdings keine statistische Auswertung der Versuche, aus der hervorgeht, wie groß der relative Einfluss der untersuchten Faktoren ist. Weiterhin sind technische Details, z. B. Angaben zur relativen Kontraktion $\frac{\Delta x}{x_0}$, den Quellen häufig nicht zu entnehmen. Die Anzahl der berücksichtigten Einflussfaktoren (im Falle von [129] und [145] sind es drei untersuchte Faktoren) ist sehr begrenzt. Deswegen soll eine systematische und umfangreiche Untersuchung der Einflussgrößen und eine statistische Auswertung der Ergebnisse erfolgen.

Ist der Einfluss der untersuchten Faktoren bekannt, so lässt sich eine Reihenfolge definieren, in der die in Kapitel 6.1 und Kapitel 6.2 beschriebenen Freiheitsgrade (Getriebeparameter) festgelegt werden sollten, um einen minimalen experimentellen Aufwand in Schritt 6 (siehe Abbildung 6.1) zu erhalten. Ein minimaler Aufwand ist sichergestellt, wenn die Festlegung der Getriebeparameter mit absteigendem Einfluss erfolgt. Weiterhin können eine initiale Vorbehandlung der Schnüre vor dem Betrieb (z. B. Schmierung) oder Einstellungen beim Betrieb (z. B. eine wechselnde Drehrichtung des Motors) die Lebensdauer signifikant beeinflussen.

Zur Bestimmung des Einflusses einzelner Faktoren müssen die Schnüre bis zum Versagen betrieben werden. Um Zeit und Kosten zu sparen, werden Methoden der statistischen Versuchsplanung (*Design of Experiments*, DoE) eingesetzt.

Methodik

Die statistische Versuchsplanung beschreibt Methoden zur effizienten Durchführung von Experimenten. Hierzu werden die zu untersuchenden Einflussfaktoren gezielt und systematisch geändert, um deren Einfluss auf die Zielgröße, in diesem Fall die Lebensdauer der Schnur, zu identifizieren. Da praktische Versuche immer einer Streuung der Ergebnisse ausgesetzt sind, werden zusätzlich statistische Methoden zur Durchführung (z. B. Replikierung, Randomisierung und Blockbildung der Messungen nach [213]) und Auswertung der Ergebnisse (z. B. durch Varianzanalyse) angewandt [214]. Ziel ist dabei, auf Basis von

Hypothesentests die scheinbaren von den wahren Effekten zu unterscheiden [215]. Die Grundlagen zur statistischen Versuchsplanung werden im Folgenden kurz vorgestellt und ein Ansatz für die Durchführung der Versuche gewählt. Weiterführende Informationen sind [213, 215, 216] zu entnehmen.

Zur Untersuchung stehen verschiedene Ansätze zur Verfügung, die sich hinsichtlich des zu betreibenden Aufwands und der Qualität der Ergebnisse unterscheiden. Ein optimaler Versuchsplan ist nach [216] vom Untersuchungsziel, der Anzahl der Faktoren, der Anzahl der Faktorstufen (auch Level genannt), der gewünschten Genauigkeit und der Höhe der Zufallsstreuung abhängig. Im Rahmen dieser Arbeit soll der Fokus auf teilfaktorielle Versuchspläne gelegt werden, da diese bei der Untersuchung vieler Einflussfaktoren eingesetzt werden (Screening). Dabei wird ein Bruchteil ($\frac{1}{L^p}$) eines vollfaktoriellen Versuchsplans durchgeführt, sodass sich der Versuchsaufwand, gemessen in Einzelversuchen (n_{EV}) und mit

$$n_{EV} = n_{FSK} m_{FSK} = n_{FSK} L^{k-p} \quad (6.8)$$

abschätzbar, entscheidend verringert. k stellt dabei die Anzahl der zu untersuchenden Faktoren, L die Anzahl der gewählten Faktorstufen, m_{FSK} die Anzahl der Faktorstufenkombinationen (FSK) und n_{FSK} die Anzahl der Wiederholungen aller Faktorstufenkombinationen dar. Die Wirkung eines Faktors auf die Lebensdauer des Getriebes wird als Effekt bezeichnet [215].

Nachteil des teilfaktoriellen Versuchsplans ist, dass die Haupteffekte, d. h. die Wirkung eines gewählten Faktors, mit Faktorwechselwirkungen vermischt ist (Aliasing). Wie stark die Vermischung ist, wird über die Auflösung eines Versuchsplans beschrieben. Für die Durchführung des Screenings ist ein teilfaktorieller Versuchsplan der Auflösung IV geeignet, da hier gute Ergebnisse bei vergleichsweise geringem Aufwand zu erwarten sind. Bei der Auflösung IV sind die Haupteffekte mit Wechselwirkungen 3. Ordnung vermischt. Nach [217] ist häufig davon auszugehen, dass die Haupteffekte nicht von Wechselwirkungen 3. oder höherer Ordnung abhängig sind, sodass ihr Einfluss zuverlässig bestimmt werden kann. Faktorwechselwirkungen 2. Ordnung sind hierbei mit ihresgleichen vermischt, wodurch die Effekte der Wechselwirkungen nicht eindeutig identifiziert werden können. Für den in Kapitel 6.2 dargestellten Ansatz zur Selektion einer Schnur und der Getriebeparameter ist jedoch in erster Linie die Information zur Wirkung der gewählten Einflussfaktoren (Haupteffekte) von Bedeutung, da Wechselwirkungen zwischen den Faktoren bei der Festlegung der Getriebeparameter nur mit Einschränkungen berücksichtigt werden können.

Die Anzahl der durchzuführenden Wiederholungen jeder Faktorstufenkombination n_{FSK} , um mit einer hohen Wahrscheinlichkeit ($\beta = 10\%$)¹ einen Effekt $\Delta\mu$ zu erkennen, kann

¹ β bezeichnet in der Testtheorie die Wahrscheinlichkeit einen Fehler 2. Art zu begehen, d.h. einen tatsächlich vorhandenen Unterschied $\Delta\mu$ nicht zu erkennen. Im Gegensatz dazu beschreibt der Fehler 1. Art (α) das Risiko, einen nicht signifikanten Effekt als wichtig angesehen zu haben [215, 216].

für einen zweistufigen Versuchsplan nach [216] unter Berücksichtigung der Zufallsstreuung (gegeben durch die Standardabweichung σ des Aufbaus) näherungsweise bestimmt werden zu

$$n_{\text{FSK}} \approx \frac{60}{m_{\text{FSK}}} \cdot \left(\frac{\sigma}{\Delta\mu} \right)^2 . \quad (6.9)$$

Faktoren und Faktorstufen

Tabelle 6.5 fasst mögliche Einflussgrößen in Form einer erweiterten Einflussgrößen-Zielgrößen-Matrix zusammen. Die Einflussgrößen sind ihrer funktionalen Zugehörigkeit zugeordnet (der Schnur, der Regelung, dem mechanischen Aufbau oder den Umwelteinflüssen). Die Einflussgrößen sind weiterhin in Steuer- und Störgrößen gruppiert, je nachdem ob diese vom Anwender gezielt beeinflusst werden können. Die Einflussnahme durch den Anwender ist wiederum bei der Auslegung oder beim Betrieb von TSA und PTSA möglich. Es ist sofort ersichtlich, dass der Anwender auf die meisten Größen nur eingeschränkt oder gar keinen Einfluss hat und somit die jeweils geforderten Randbedingungen berücksichtigt werden müssen, die durch die Anwendung vorgegeben werden. Der vermutete Einfluss auf die Lebensdauer (Effekt bzw. Wirkung eines Faktors) beruht auf Beobachtungen aus Vorversuchen und ist für jeden Faktor einzeln angegeben. Für den statistischen Versuchsplan sind die für die Untersuchung gewählten Faktoren mit den Buchstaben A bis G gekennzeichnet. Während die Faktorstufen bei den meisten Faktoren selbsterklärend sind, bleibt bei Faktor C zu erwähnen, dass die Schmierung der Schnüre einmalig vor dem Betrieb des Getriebes mit einem Haftschrmerstoff (OKS 3751) durchgeführt wird. Weiterhin sind die verwendeten Faktorstufen dokumentiert. Einflussgrößen, die nicht untersucht werden, werden soweit möglich konstant gehalten, sodass der Einfluss dieser Größen so gering wie möglich ausfällt.

Festlegung des Versuchsplans

Aus Tabelle 6.5 ist ersichtlich, dass sieben Faktoren (A bis G) für die Untersuchung gewählt worden sind. Daraus ergibt sich die Anzahl der Faktorstufenkombinationen nach Gleichung 6.8 zu $m_{\text{FSK}} = L^{k-p} = 2^{7-3} = 16$.

Für die Berechnung von n_{FSK} wird die Standardabweichung σ benötigt. Vorversuche zeigen, dass σ von den gewählten Stufen (+ oder -) der Faktoren abhängig ist, wodurch die eindeutige Bestimmung erschwert wird. Für die Messungen wird angenommen, dass ein Effekt $\Delta\mu$ in Höhe der Standardabweichung σ zuverlässig detektiert werden soll. Folglich ist $\frac{\sigma}{\Delta\mu} = 1$ und nach Gleichung 6.9 $n_{\text{FSK}} = 3,75$. In diesem Sinne werden alle Faktorstufenkombinationen vierfach wiederholt und $n_{\text{EV}} = 64$ Einzelversuche durchgeführt.

Tabelle 6.5: Erweiterte Einflussgrößen-Zielgrößen-Matrix

Nr.	Einflussgröße	Art	Mögliche Auslegung	Einflussnahme Betrieb	Vermuteter Effekt	Faktor	Faktorstufe
Schnur							
1	Anzahl par. Schnüre	Steuergr.	(x)	/	+	B	2
2	Anzahl par. Schnurbündel	Steuergr.	(x)	/	+	A	1
3	Schnurmaterial	Steuergr.	(x)	/	+	-	S_7 : Dyneema®
4	Schnurdurchmesser	Steuergr.	(x)	/	+	-	S_7 : 0,935 mm
5	Schmierung der Schnüre	Steuergr.	x	/	o	C	nein ja
6	Ursprungslänge der Schnüre	Steuergr.	(x)	/	-	-	0,25 m
7	Materialcharge	Störgr.	(x)	/	o	-	identisch
8	Schnurkonstruktion	Störgr.	(x)	/	o	-	12-fach geflochten
Regelung							
9	Relative Verkürzung	Steuergr.	(x)	(x)	+	E	22,50 %
10	Rotationsgeschwindigkeit	Steuergr.	(x)	(x)	-	F	1500 rpm
11	Wechselnde Drehrichtung	Steuergr.	/	x	o	D	gleich wechselnd
12	Zugkraft	Steuergr.	(x)	(x)	+	G	250 N
Mechanischer Aufbau							
13	Umlenkrolle	Steuergr.	(x)	/	-	-	2 mm
Umwelteinflüsse							
14	Luftfeuchtigkeit	Störgr.	/	/	-	-	$49 \pm 5,2\%$
15	UV-Einstrahlung	Störgr.	/	/	o	-	konstant
16	Umgebungstemperatur	Störgr.	/	/	o	-	$27,75 \pm 2 \text{ °C}$
17	Bedienereinfluss	Störgr.	/	/	-	-	konstant
Mögliche Einflussnahme durch den Anwender:							
		(x)	Einflussnahme mit Einschränkungen möglich (z.B. begrenzt durch Randbedingungen)				
		x	Einflussnahme ist uneingeschränkt möglich				
		/	Keine Einflussnahme möglich				
	Vermuteter Effekt:	+	Hoch				
		o	Mittel				
		-	Gering				

Der realisierte Versuchsplan und weitere Details sind Anhang E zu entnehmen. Die Versuche werden unter Laborbedingungen realisiert, dabei werden die Luftfeuchtigkeit und Raumtemperatur gemessen. Die berechneten Mittelwerte und deren Streuung der Messwerte sind in Tabelle 6.5 angegeben.

Auswertung und Ergebnisse

Die statistische Auswertung des Versuchsplans erfolgt mit Hilfe der Varianzanalyse (ANOVA). Voraussetzung dafür ist die Annahme, dass die Messwerte einer Normalverteilung unterliegen. Dies wird mit dem Anderson-Darling-Test geprüft (siehe Anhang E) [218]. Dieser widerlegt allerdings die Nullhypothese, dass eine Normalverteilung vorliegt. Abweichungen von der Normalverteilung und Unterschiede in der Standardabweichung können mit Hilfe einer Transformation der Messdaten reduziert werden, sodass die Varianzanalyse dennoch eingesetzt werden kann [216]. Hierfür wird die Box-Cox-Transformationsvorschrift angewandt [219] (siehe Anhang E). Anschließend können die Varianz und der Einfluss der Hauptfaktoren identifiziert werden (siehe Abbildung 6.10). Die Auswertung der Ergebnisse erfolgt mit der Statistik-Software Minitab.

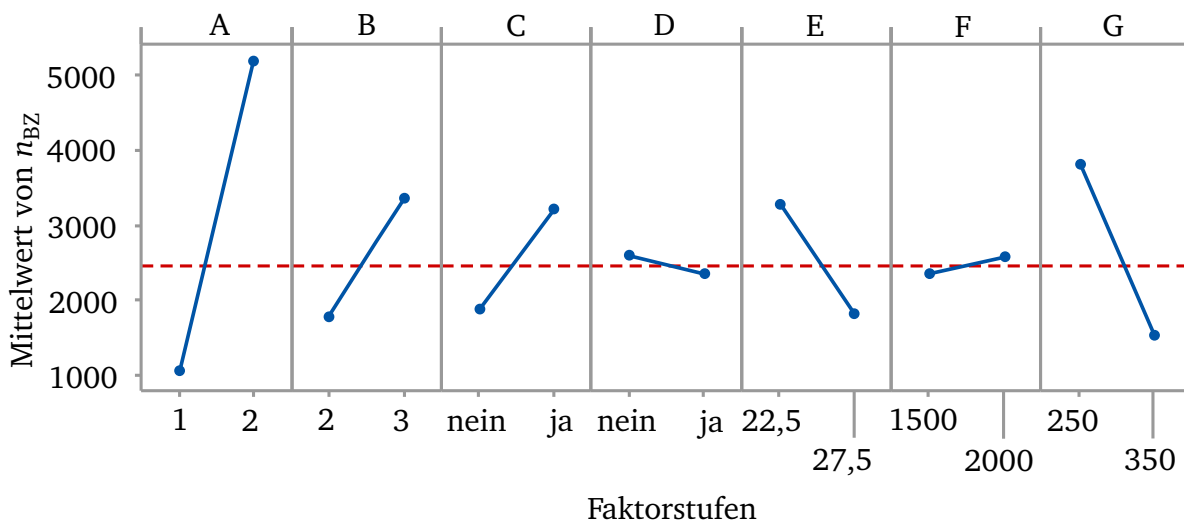


Abbildung 6.10: Das Haupteffektdiagramm zeigt die gemessenen Mittelwerte der Lebensdauer (in Belastungszyklen) bei den definierten Faktorstufen (Irrtumswahrscheinlichkeit beträgt $\alpha = 0,05$).

Einen hoch signifikanten Einfluss zeigen die Faktoren:

- A Anzahl par. Schnurbündel,
- B Anzahl par. Schnüre,
- C Schmierung der Schnüre,
- E Relative Kontraktion in %,
- G Zugkraft in N.

Nicht signifikant sind die Faktoren:

- D Wechselnde Drehrichtung,
- F Rotationsgeschwindigkeit des Antriebsmotors in rpm.

In Abbildung 6.10 ist der Einfluss der Haupteffekte dargestellt. Im Gegensatz zu den Faktoren A, B, C, E und G zeigen die Faktor D und F keinen signifikanten Einfluss auf die Lebensdauer. Die dargestellten Einflussrichtungen der einzelnen Faktoren in Abbildung 6.10 stimmen mit den physikalischen Überlegungen zur Lebensdauer überein (z. B. ist davon auszugehen, dass bei hoher Kraft auf Stufe + die Lebensdauer gegenüber der niedrigen Stufe - abnimmt). Faktor A hat dabei den größten Einfluss auf die Lebensdauer. Auffallend ist, dass die Schmierung der Schnur signifikant zur Lebensdauer beiträgt. Dies kann auf eine Kühlung und Reduktion der Reibung zwischen den Schnüren und zwischen den Fasern der Schnüre zurückgeführt werden.

Fazit

Auf Grundlage der durchgeführten Messungen und der Ergebnisse kann eine erste Festlegung der Reihenfolge für die zu wählenden Getriebeparameter aus Kapitel 6.2 erfolgen. Bei der Auslegung sollte zunächst der Freiheitsgrad der Anzahl paralleler Schnurbündel (Faktor A) sequentiell bis zum definierten Maximum angehoben werden, da Faktor A nach Abbildung 6.10 den größten Einfluss auf die Lebensdauer aufweist. Faktor G und E sind von den Anforderungen, die an den Aktor gestellt werden und der Auslegung der restlichen Systemkomponenten aus Abbildung 4.1 abhängig, sodass sie nur eingeschränkt beeinflusst werden können. Die Schmierung der Schnüre (Faktor C) hat einen signifikanten Einfluss und sollte deswegen auch durchgeführt werden. Die Faktoren D und F sind nicht signifikant und können vernachlässigt werden. Als letzter Faktor bleibt B. Dieser hat ebenfalls einen signifikanten Einfluss und sollte entsprechend nach dem Faktor A bis zum definierten Maximum angehoben werden, um die Lebensdauer des Getriebes anzuheben.

Diese Ergebnisse gelten nur für die getestete Schnur S_7 und dürfen nicht extrapoliert oder auf andere Schnüre übertragen werden, da es bei Wahl einer anderen Schnur zu einer veränderten Einflussnahme der Getriebeparameter kommen kann (siehe hierzu auch [215]). Die Ergebnisse zeigen jedoch einen Ansatz zur Bestimmung der Einflussfaktoren, der für jedes beliebige andere Schnurgetriebe verwendet werden kann.

Aufbauend auf dem in diesem Kapitel beschriebenen Ansatz können weitere Untersuchungen durchgeführt werden, welche beispielsweise Aufschluss über die Linearität der Einflussnahme einzelner Faktoren geben. Die Linearität der Einflussnahme kann über mindestens eine weitere Faktorstufe im Versuchsplan geprüft werden. Allerdings hat ein Versuchsplan der Auflösung V mit den fünf Faktoren, welche in Abbildung 6.10 einen signifikanten Einfluss zeigen und die jeweils drei Faktorstufen aufweisen, bereits $m_{FSK} = 3^{5-1} = 81$ Faktorstufenkombinationen. Bei einer durchschnittlichen Einzelversuchsdauer von $t_M \approx 6$ h ist der zusätzliche Messaufwand beträchtlich. Im Rahmen dieser Arbeit wird dies daher ausgespart.

6.6.4 Verschleiß und Degradation

Dieses Kapitel dient der Dokumentation der Änderung von Material- und Getriebeeigenschaften (Degradation) auf Basis der in Kapitel 6.6 durchgeführten Lebensdauerermessungen. Hierzu wird zunächst der Verschleiß der Schnüre dargestellt und anschließend ein Ansatz zur Detektion des Getriebezustands vorgestellt und diskutiert.

Verschleiß

Der Verschleiß beschreibt nach [111, 220] den fortschreitenden Materialverlust aus der Oberfläche eines Körpers. Er wird im Schnurgetriebe durch die Relativbewegung einzelner Fasern innerhalb einer Schnur und der Relativbewegung paralleler Schnüre bei Rotation der Schnüre ($\theta_M > 0$) unter Einfluss einer mechanischen Last verursacht. Da in den Messungen in Kapitel 6.6.3 eine geflochtene Schnur (S_7) mit dem in Tabelle D.1 beschriebenen Aufbau eingesetzt wird, ist davon auszugehen, dass im Laufe des Betriebes aufgrund des mechanischen Kontakts der Schnüre einzelne Filamente beschädigt und zerstört werden. Die mechanische Last wird in diesem Fall auf die noch verbleibenden Fasern verteilt. Die Beschädigung kann auf ganzer Länge des Schnurgetriebes auftreten. Abbildung 6.11 zeigt Aufnahmen der Schnur S_7 mit einem Digitalmikroskop (Kyence VHX600) bei unterschiedlicher Betriebsdauer der Schnur.

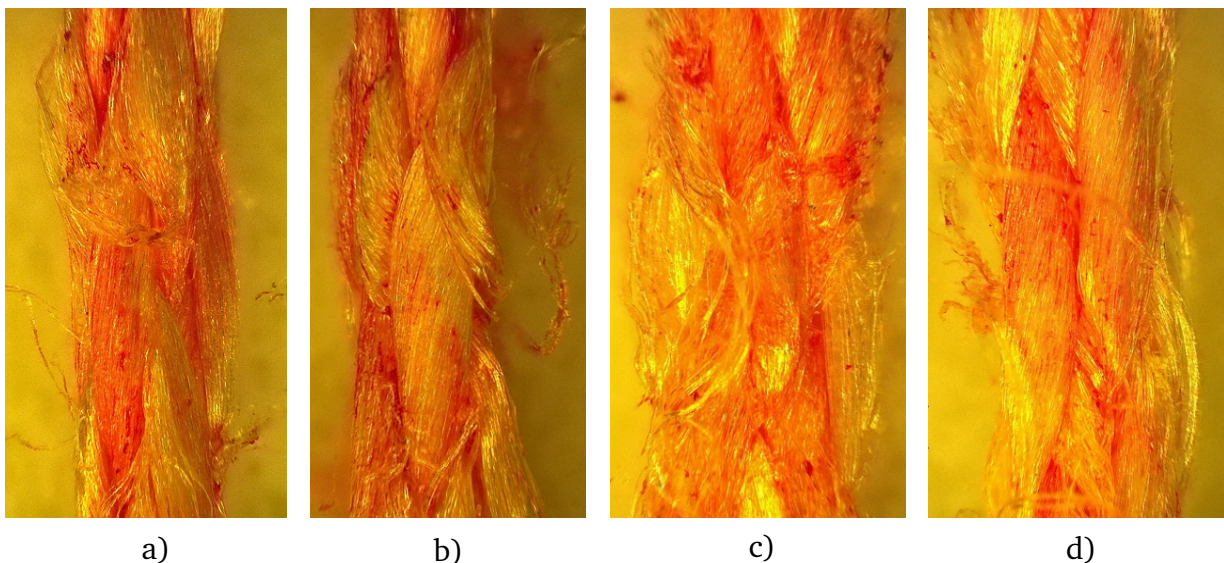


Abbildung 6.11: Schnur S_7 nach unterschiedlicher Betriebsdauer

- a) S_7 nach $n_{BZ} = 50$ Belastungszyklen
- b) S_7 nach $n_{BZ} = 150$ Belastungszyklen
- c) S_7 nach $n_{BZ} = 250$ Belastungszyklen
- d) S_7 nach $n_{BZ} = 350$ Belastungszyklen

In a) ist die Schnur nach $n_{BZ} = 50$ Belastungszyklen abgebildet. Es ist zu erkennen, dass bereits nach geringer Belastungsdauer vereinzelt Fasern aus den Randbezirken der Schnur beschädigt und herausgelöst sind. b), c) und d) dokumentieren den Verschleiß für

$n_{BZ} = 150$, $n_{BZ} = 250$ und $n_{BZ} = 350$ Belastungszyklen. Hierbei sind teils kleinere Faserbündel zu erkennen, die aus der geflochtenen Schnur herausgelöst sind. Da dieser Prozess über den gesamten Umfang der Schnur stattfindet, ist bereits in c) und d) das Flechtmuster aufgrund der abstehenden Fasern schwieriger zu erkennen. Mit der Betriebszeit löst sich auch der Farbstoff, mit dem die Schnüre versehen worden sind, sodass die anfänglich rote Schnur verblasst.

Weiterhin ist nach Kapitel 6.5.4 mit einer kontinuierlichen Längung der Schnur durch Kriechen des Materials zu rechnen. Das Kriechen wird durch den fortschreitenden Verschleiß und eine Temperaturerhöhung im Schnurgetriebe, verursacht durch Reibung zwischen den Schnüren, hervorgerufen. [145] dokumentiert die Temperaturerhöhung im Getriebe.

Im Folgenden soll untersucht werden, ob sich der Zustand des Getriebes bzw. der eingesetzten Schnüre auf Grundlage der zum Betrieb des Getriebes benötigten Sensorsignale ermitteln lässt.

Messtechnische Ermittlung des Getriebezustandes

Für die durchgeführten Lebensdaueruntersuchungen am Prüfstand aus Kapitel 5.2.1 sind die folgenden Sensorinformationen über die gesamte Betriebszeit bekannt:

Tabelle 6.6: Sensorinformationen vom verwendeten Prüfstand aus Kapitel 5.2.1, die zur Detektion des Getriebezustandes herangezogen werden können

Parameter	Symbol
Motordrehwinkel	θ_M
Motordrehrate	$\dot{\theta}_M$
Motordrehmoment	M_M
Relative Kontraktion des Getriebes	$\frac{\Delta x}{x_0}$
Zugkraft	F_Z

Im Rückgriff auf die Überlegungen des vorherigen Kapitels ist mit einer kontinuierlichen Längung der Schnur zu rechnen. Dies resultiert in einer kontinuierlichen Änderung der Ausgangslänge x_0 des Getriebes bei jedem einzelnen Belastungszyklus. Eine Änderung der Ausgangslänge hat eine entsprechende Änderung des Getriebeübertragungsverhaltens zur Folge. Deswegen werden die Kenngrößen aus Tabelle 6.6 untersucht und die Maximal- bzw. Minimalwerte der Messgrößen θ_M , M_M und $\frac{\Delta x}{x_0}$ über der Anzahl der Belastungszyklen n_{BZ} aufgetragen (siehe Abbildung 6.12). So lässt sich beispielsweise der maximal benötigte Drehwinkel des Motors $\theta_{M,max}$ oder das maximale Drehmoment $M_{M,max}$, um eine definierte Kontraktion Δx einzustellen, über die gesamte Betriebszeit bestimmen und darstellen. Abbildung 6.12 zeigt exemplarisch Messungen der entsprechenden Parameter für eine Faktorstufenkombination (Nr. 11). Bei allen anderen Messungen des statistischen Versuchsplans aus Kapitel 6.6.3 lässt sich ein identischer qualitativer Verlauf bei unterschiedlich starker Ausprägung feststellen. Die unterschiedlich starke Ausprägung ist auf

die sich jeweils ändernden Faktorstufen jeder gemessenen Faktorstufenkombination zurückzuführen.

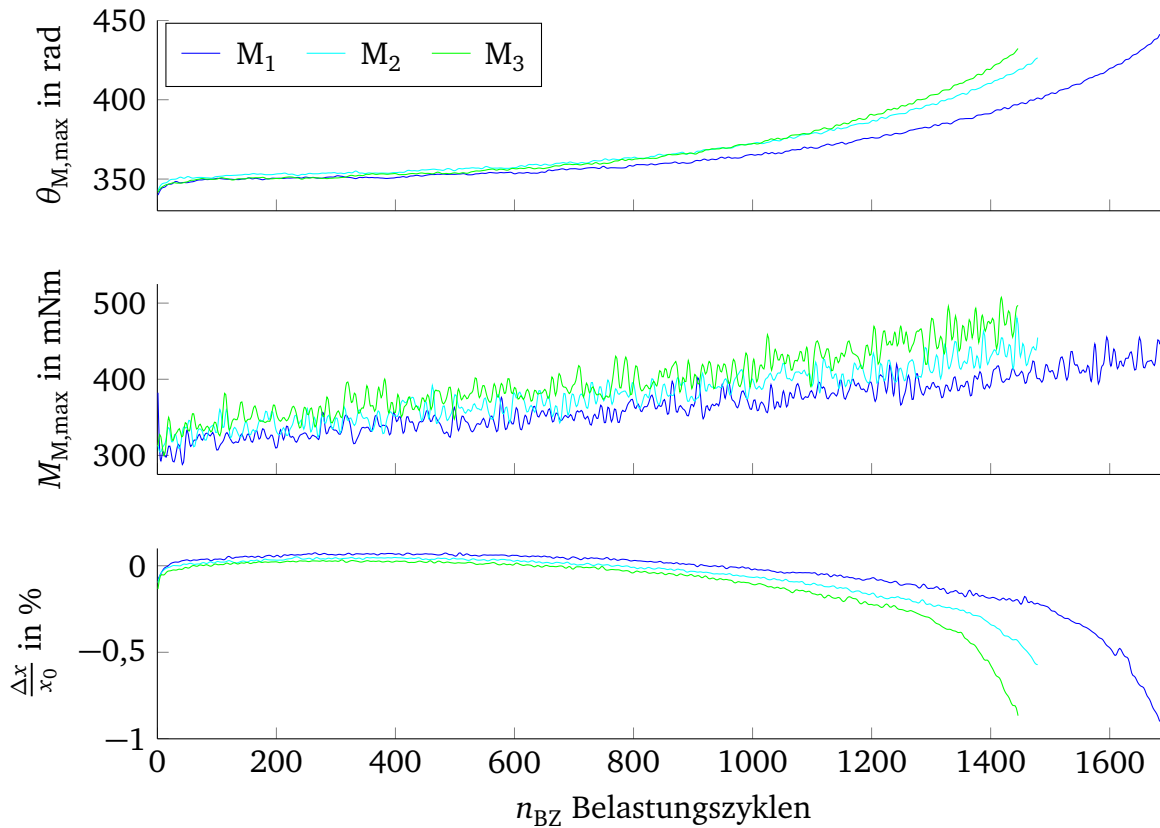


Abbildung 6.12: Bekannte Messgrößen des Antriebssystems über die gesamte Lebensdauer der Schnur S_7 des Getriebes für eine Faktorstufenkombination. Es zeigt sich unabhängig von den Faktorstufen der Faktoren ein qualitativ identisches Verhalten bei allen durchgeführten Messungen.

Oben: Maximaler Rotationswinkel zum Erreichen der geforderten Kontraktion

Mitte: Maximales Motordrehmoment zum Erreichen der geforderten Kontraktion

Unten: Relative Kontraktion des Getriebes in Ruhestellung ($\theta_M = 0$)

Abbildung 6.12 zeigt, dass sich die Messgrößen $\theta_{M,max}$, $M_{M,max}$ und $\frac{\Delta x}{x_0}$ über die gesamte Betriebszeit deutlich verändern. Dabei ist festzustellen, dass das maximale Motordrehmoment $M_{M,max}$ proportional zur Betriebszeit ist ($M_{M,max} \sim n_{BZ}$), während der maximale Motordrehwinkel $\theta_{M,max}$ überproportional zunimmt.

Basierend auf dieser Erkenntnis und einem einfachen mathematischen Modell lässt sich der Getriebezustand für konstante Zugkräfte $F_Z = \text{konst}$ (wie im Falle der Lebensdaueruntersuchungen) ermitteln. Hierfür ist besonders der maximale Motordrehwinkel $\theta_{M,max}$ eines jeden Belastungszyklus geeignet, da dieser einer geringen Streuung unterworfen ist (siehe oben in Abbildung 6.12) und die benötigte Sensorik standardmäßig am Antriebsmotor zur Regelung des Antriebs vorhanden ist. Weiterhin hat die Verwendung von $\theta_{M,max}$

den Vorteil, dass die Messung von Δx und x_0 überflüssig wird und keine Positionsmessung am Schlitten notwendig ist.

Durch die Realisierung eines passenden Modells kann eine Aussage zum Status der Schnur im laufenden Betrieb gemacht werden und ggf. ein Austausch des Getriebes bei entsprechenden Indikatoren erzwungen werden. Dies ermöglicht einen sicheren Einsatz des Systems. Für den Einsatz in der Orthese sind allerdings weitere Messungen notwendig, die das Verhalten der Sensorkennwerte in Abhängigkeit von sich ändernden Randbedingungen bei den zu unterstützenden Transferbewegungen (z. B. bei variierender Unterstützungskraft $F_Z \neq \text{konst}$) untersuchen. Diese Messungen werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht durchgeführt.

6.6.5 Ausfallverhalten des PTSA

Das Ausfallverhalten ist ein wichtiger Aspekt bei der Verwendung des PTSA. Hierbei liegt der Fokus auf dem in erfolgreich überstandenen Belastungszyklen gemessenen Zeitraum, ab dem das erste Schnurbündel versagt bis zum Totalausfall des Getriebes. Aus dieser Messung lassen sich wichtige Erkenntnisse über den Verschleiß und die Abnutzung einzelner Schnurbündel in der Parallelanordnung des Getriebes ableiten. Als Datenbasis werden die Lebensdauermessungen aus Kapitel 6.6.3 herangezogen, bei denen das Getriebe in der Parallelanordnung ($n_B = 2$) betrieben worden ist. Dies sind entsprechend dem Versuchsplan in Anhang E 8 Faktorstufenkombinationen (FSK) mit jeweils vier Wiederholmessungen (in Summe $n_M = 32$ Messungen).

Ein Maß für das Ausfallverhalten der beiden Schnurbündel lässt sich mit

$$PS = \frac{n_{SB_2} - n_{SB_1}}{n_{SB_2}} \quad (6.10)$$

bestimmen. Dabei ist n_{SB_1} die Anzahl der erfolgreich überstandenen Belastungszyklen des Schnurbündels, welches als erstes versagt. Analog hierzu definiert n_{SB_2} die maximale Anzahl an erfolgreich überstandenen Belastungszyklen und $n_{SB_2} - n_{SB_1}$ die Diskrepanz beim Ausfall der beiden Schnurbündel. Die Multiplikation von PS und n_{SB_2} der Messung M_i einer definierten Faktorstufenkombination FSK ergibt somit den vorzeitigen Ausfall eines Schnurbündels in Belastungszyklen.

Abbildung 6.13 zeigt die prozentuale Diskrepanz aller Wiederholungsmessungen der einzelnen Faktorstufenkombinationen beim Ausfall der Schnurbündel. Ist keine Säule für eine Messung vorhanden, entspricht dies dem simultanen Ausfall beider Schnurbündel.

Die größte Diskrepanz mit $PS = 1,38\%$ ist deutlich bei M_3 in FSK 5 zu erkennen. Dies entspricht nach Gleichung 6.10 einem vorzeitigen Ausfall eines Bündels von $n_{SB_1} = 128$ BZ. Die teils deutlich höhere Diskrepanz der Messungen in FSK 5, FSK 7 und FSK 10 kann

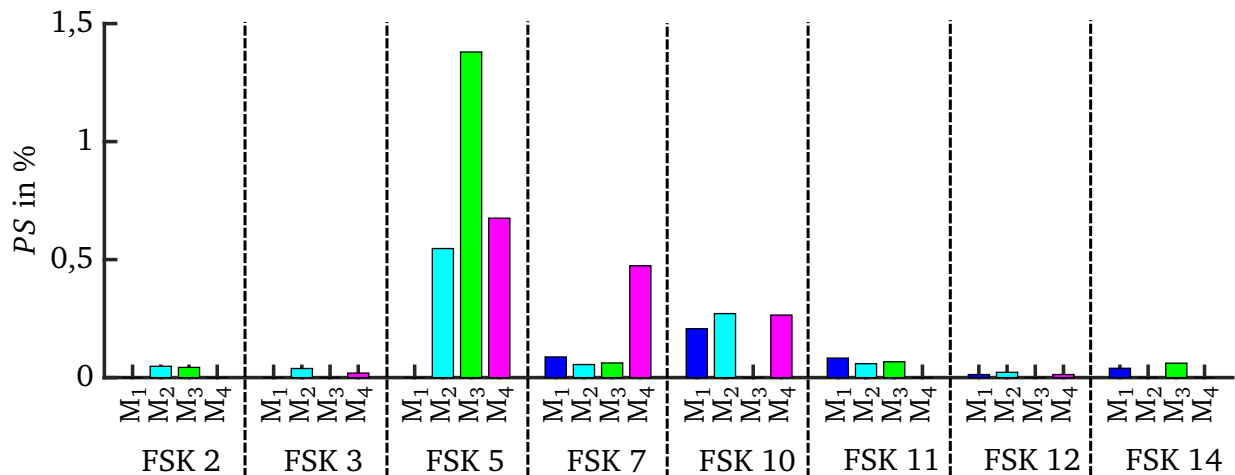


Abbildung 6.13: Diskrepanz beim gemessenen Ausfall einzelner Schnurbündel bei Parallelanordnung des Getriebes mit $n_B = 2$ Schnurbündeln

nicht eindeutig auf den Einfluss eines Faktors der Faktorstufenkombinationen zurückgeführt werden, sodass von einem zufälligen Auftreten auszugehen ist.

Bei 24 der 32 Messungen beträgt die Diskrepanz beim Ausfall der Schnurbündel $n_{SB_1} \leq 5$ BZ. Dies legt zwei mögliche Schlussfolgerungen nahe: Zum einen kann von einer annähernd homogenen Abnutzung der beiden Bündel ausgegangen werden, was einen annähernd simultanen Ausfall zur Folge hat, zum anderen ist das verbleibende Schnurbündel bei einem Ausfall nicht in der Lage, der doppelten mechanischen Belastung für einen längeren Zeitraum ($n_{SB_1} > 128$ BZ) standzuhalten. Dieses Verhalten kann mit steigender Anzahl paralleler Bündel n_B abgeschwächt werden. In diesem Fall ist mit einem exponentiell zunehmenden Ausfall der einzelnen Bündel zu rechnen. Nichtsdestotrotz bietet der parallele Einsatz des Getriebes den Vorteil der Redundanz und folglich für einen begrenzten Zeitraum eine Ausfallsicherheit des Gesamtsystems.

6.7 Zusammenfassung der Ergebnisse

Die wichtigsten Ergebnisse der vorangegangenen Kapitel können wie folgt zusammengefasst werden:

- In Kapitel 6.2 wird eine Methodik zur Selektion einer geeigneten Schnur unter der Prämisse einer zu erreichenden Lebensdauer vorgestellt. Dieser Ansatz ist universell und flexibel einsetzbar.
- Der Durchmesser d_s und die Bruchkraft F_B einer Schnur lassen sich mit einfachsten Mitteln zuverlässig bestimmen. Hier zeigen sich teils erhebliche Abweichungen von den Angaben der Hersteller, was eine Überprüfung der Angaben für die vorgeschlagene Methodik notwendig macht.
- Die Parameter können dazu genutzt werden, das Qualitätsmerkmal der individuellen Bruchspannung einer Schnur $\sigma_{B,MW}$ zu definieren. Dieses ermöglicht eine Rang-

bildung der vorselektierten Schnüre. Weiterhin kann eine Korrelation zwischen der individuellen Bruchspannung und der Lebensdauer des Schnurgetriebes beobachtet werden.

- Die Schnüre sind einer elastischen und plastischen Dehnung unterworfen. Die plastische Dehnung lässt sich durch eine entsprechende Vorbehandlung der Schnüre minimieren jedoch nicht ausschließen.
- Mittels eines statistischen Versuchsplan lassen sich die auf die Lebensdauer Einfluss nehmenden Faktoren bestimmen. Die Erkenntnisse werden für die Auslegung des Getriebes genutzt, da sie die Rangfolge der zu definierenden Freiheitsgrade des Getriebes bestimmen.
- Über die gesamte Betriebszeit des Getriebes hinweg lässt sich ein charakteristisches Degradationsverhalten der Schnüre feststellen, welches über die verbauten Sensoren des Antriebs erfasst werden kann. Die Information kann zur Zustandsindikation des Getriebes und zur Triggerung von Wartungsintervallen genutzt werden.
- Durch die Verwendung achsparalleler Schnurbündel kann eine deutlich erhöhte Lebensdauer des Getriebes erreicht werden. Lebensdauerversuche zeigen eine homogene Abnutzung und einen annähernd simultanen Ausfall der Schnurbündel.

Die in den vorherigen Kapiteln gewonnen Erkenntnisse über die wichtigsten Material- und Schnureigenschaften können nun für die Definition einer geeigneten Schnur und der Getriebefreiheitsgrade genutzt werden.

6.8 Fazit

Für die Realisierung der Antriebskonzepte des TSA und des PTSA werden die Getriebeparameter in Tabelle 6.7 gewählt.

Tabelle 6.7: Übersicht der verwendeten Getriebeparameter des TSA und PTSA

Parameter	Symbol	Wert		Einheit
		TSA	PTSA	
Schnur		S_9	S_7	
Ursprungslänge	x_0	240	250	mm
Anzahl paralleler Schnurbündel	n_B	1	4	
Anzahl paralleler Schnüre	n_S	2	2	
Aktorhub bei $\frac{\Delta x}{x_0} = 30\%$	Δx	72	75	mm
Relative anwendungsspez. Belastung	$\frac{F_{Z,max}}{F_B}$	9,53	4	

Es werden die Schnüre S_7 und S_9 für PTSA und TSA gewählt. Beide Schnüre weisen eine relativ geringe individuelle Bruchspannung $\sigma_{B,MW}$ auf, stellen jedoch jeweils die beste Wahl für die jeweilige Antriebsversion dar. Ursache hierfür sind zum einen die hohen Zugkräfte,

die bei dünneren Schnüren frühzeitig zum Ausfall führen, zum anderen die schlechte Verfügbarkeit dickerer Schnüre mit $d_s > 1 \text{ mm}$.

Die Ergebnisse der vorangegangenen Kapitel belegen, dass es bei der Verwendung des PTSA sinnvoll ist, die Anzahl paralleler Schnüre auf $n_B > 4$ zu setzen und gleichzeitig eine Schnur mit höherer individueller Bruchspannung zu wählen. Dies erhöht allerdings den konstruktiven Aufwand und verschlechtert die Handhabbarkeit des Gesamtsystems, die bei der Anwendung eines ersten Prototyps von zentraler Bedeutung ist.

Das Übertragungsverhalten der beiden Antriebsversionen soll im Folgenden charakterisiert werden.

7 Charakterisierung der Schnurantriebe

Die Charakterisierung des Schnurgetriebes dient der Verifizierung des in Kapitel 4.2.1 vorgestellten Modells. Hierzu werden das Getriebeübertragungsverhalten, der Wirkungsgrad und die Nachgiebigkeit des Schnurgetriebes für die Antriebsversion des TSA und des PTSA bestimmt. Für die Charakterisierung wird der in Kapitel 5.2 vorgestellte Messaufbau verwendet. Hierzu werden soweit möglich die in Kapitel 6.7 definierten Getriebeparameter verwendet.

7.1 Verfahrensweise und Randbedingungen

Zur Durchführung der Messungen werden die Schnüre S_9 und S_7 vor der Installation mit der in Gleichung 6.4 und 6.5 berechneten mechanischen Spannung für einen Zeitraum $t_W = 5$ min vorgereckt (siehe auch Kapitel 6.5.4). Weiterhin wird ein Reckvorgang im verbauten Zustand vorgenommen, um die verknoteten Seilenden auf ausreichende Knotenfestigkeit zu prüfen. Antrieb B aus Abbildung 5.2 wird dabei positionsgeregelt betrieben und rotiert die Schnüre bis eine gewünschte relative Kontraktion $\frac{\Delta x}{x_0}$ erreicht ist, während Antrieb A die Führungsgröße $F_{Z,\text{Soll}}$ regelt. $F_{Z,\text{Soll}}$ ergibt sich aus der an das Getriebe anzulegenden mechanischen Spannung σ_Z und der Querschnittsfläche der im Getriebe wirkenden Schnüre. Die mechanische Spannung wird ausgehend von der Nennspannung σ_N in n_{SS} Spannungsstufen bis zu maximalen Spannung $\sigma_{Z,\text{max}}$ erhöht. Jede Spannungsstufe wird dabei n_M mal vermessen. Weitere Getriebeparameter und Einstellungen der Messungen sind in Tabelle 6.7 bzw. Tabelle 7.1 zusammengefasst.

Tabelle 7.1: Einstellungen der Messungen zur Charakterisierung von TSA und PTSA

Parameter	Symbol	Wert		Einheit
		TSA	PTSA	
Ausgangslänge	x_0	$247 \pm 0,5$		mm
Kontraktion	$\frac{\Delta x}{x_0}$	25	25	%
Max. mech. Spannung je Schnur	$\sigma_{Z,\text{max}}$	100	125	MPa
Anzahl der Spannungsstufen	n_{SS}	2	2	
Nennspannung je Schnur	σ_N	5	5	MPa
Messungen je Spannungsstufe	n_M	10	10	
Rotationsgeschwindigkeit	θ_M	10,47	10,47	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Der Parameter n_B des PTSA wird auf $n_B = 2$ gesetzt, da der verwendete Messaufbau aus Kapitel 5.2 nur zum Betrieb von zwei parallelen Achsen ausgelegt ist. Dies ist jedoch ausreichend zur Untersuchung der Getriebeeigenschaften des PTSA. Die Ausgangslänge x_0 wird zwecks Vergleichbarkeit von TSA und PTSA identisch gewählt. x_0 ist als Länge bei angelegter Nennspannung σ_N definiert und wird im Prüfablauf automatisch ermittelt.

7.2 Charakterisierung von TSA

Im Folgenden werden die Ergebnisse für die Antriebsversion des TSA dargestellt. Hierbei wird nur die Schnur S_9 betrachtet, die im TSA zum Einsatz kommt.

7.2.1 Nachgiebigkeit der Schnur

Nachdem in Kapitel 6.5.4 die elastische und plastische Dehnung der Schnüre S_7 und S_9 unabhängig von der Wahl der Getriebeparameter und im eindimensionalen Belastungsfall bei Verwendung von jeweils einer Schnur untersucht worden ist, soll in diesem Kapitel die Steifigkeit k_{TSA} bzw. die Nachgiebigkeit δ_{TSA}

$$k_{\text{TSA}} = \frac{F_Z}{\Delta x_{\text{NF}}} = \frac{\sigma_{\text{TSA}} A_{\text{TSA}}(n_S)}{\epsilon_{\text{el}} x_0} = \frac{1}{\delta_{\text{TSA}}} \quad (7.1)$$

des Getriebes bei gegebenen Getriebeparametern und bei zweidimensionaler Belastung (Zugkraft und einseitige Rotation) bestimmt werden. Ist die Steifigkeit k_{TSA} des Schnurgeetriebes bekannt, kann der in Kapitel 4.2.1 vorgestellte Modellansatz validiert und für die Auslegung des TSA genutzt werden.

Bei zweidimensionaler Belastung kann das Getriebe als Feder mit nichtlinearem Zusammenhang zwischen der Zugkraft F_Z und dem resultierenden Hub Δx_{NF} betrachtet werden (siehe auch Kapitel 4.2.1). Durch Messung der Getriebesteifigkeit k_{TSA} in Abhängigkeit des Motordrehwinkels θ_M , der Anzahl paralleler Schnüre n_S und des theoretischen Helixradius R_H lässt sich somit eine von der Zugkraft abhängige Längenänderung des Getriebes berechnen. Zur Bestimmung der Steifigkeit wird die Schnur im TSA verbaut, an den Enden fixiert, mit einem rampenförmigen Zugkraftverlauf bei definiertem Motorwinkel $\theta_M = \text{konst}$ belastet und die sich ergebende Auslenkung Δx_{NF} gemessen. Dies wird für verschiedene Motorwinkel bis zu einer relativen Kontraktion des Getriebes von $\frac{\Delta x}{x_0} = 25\%$ durchgeführt.

Abbildung 7.1 stellt die Steifigkeit $k_{\text{TSA}}(\theta_M, n_S, R_H)$ für die Schnur S_9 dar. Es ist zu erkennen, dass die Steifigkeit mit zunehmenden Motorwinkel abnimmt. Dies entspricht auch der physikalischen Vorstellung, dass bei $\theta_M = 0$ der höchste Grad an Parallelausrichtung der Fasern und deren Polymerketten vorherrscht, die axial eine höhere Steifigkeit aufweisen.

[164] verfolgt den gleichen Ansatz zur Bestimmung der Steifigkeit und kommt zu einem qualitativ ähnlichen Verlauf wie in Abbildung 7.1 dargestellt. Bei Zunahme der Anzahl paralleler Schnüre n_S wird der Verlauf der Steifigkeit zunehmend nichtlinear.

Dieser Ansatz muss für andere Getriebeparameter wiederholt werden, da die Steifigkeit von der Anzahl paralleler Schnüre n_S sowie von der Ausgangslänge x_0 abhängig ist. Im Folgenden werden die Erkenntnisse für die Bestimmung des Übertragungsverhaltens des Systems genutzt.

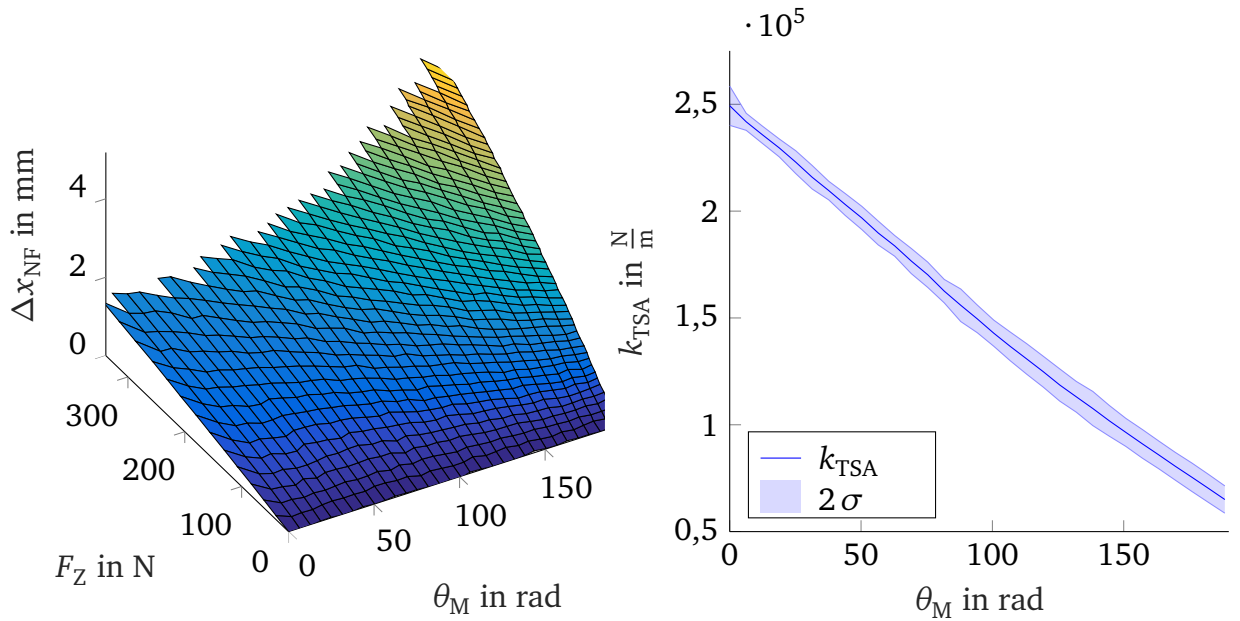


Abbildung 7.1: Ergebnisse der Messungen zur Bestimmung der Steifigkeit $k_{TSA}(\theta_M, n_S, R_H)$ des Schnurgetriebes bei $n_S = 2$ parallelen Schnüren
Links: Exemplarische Darstellung des Kennlinienfeldes für die Auslenkung $\Delta x_{NF}(F_Z, \theta_M)$
Rechts: Resultierender Verlauf der Steifigkeit $k_{TSA}(\theta_M)$ der Schnur S_9

7.2.2 Übertragungsverhalten

Das ideale Übertragungsverhalten ist durch die Eingangsgrößen Motordrehmoment M_M und Motorwinkel θ_M sowie durch die Ausgangsgrößen der Zugkraft F_Z und der verkürzten Getriebelänge x definiert. Die Größen lassen sich mit Gleichung 4.4 und Gleichung 4.7 bei Vernachlässigung von Verlusten und Reibung als Übersetzung des Getriebes mit

$$\frac{F_Z}{M_M} = \frac{1}{R_H^2} \frac{x}{\theta_M} = i_G \quad (7.2)$$

bestimmen. R_H ist der Radius der sich ergebenden Helix und nach Gleichung 4.14 vom Aktorhub Δx abhängig (siehe Kapitel 4.2.1). i_G stellt das Übersetzungsverhältnis des Getriebes dar. Das theoretische Übersetzungsverhältnis $i_G(\theta_M, R_H)$ des Getriebes geht aus Gleichung 4.7 und Abbildung 4.4 hervor. Für die Auslegung und den Betrieb des TSA sind sowohl das benötigte Motordrehmoment M_M bei gegebener Zugkraft F_Z und benötigtem Aktorhub Δx als auch die Abhängigkeit des Aktorhubs Δx vom Motorwinkel θ_M relevant. Abbildung 7.2 zeigt die genannten Größen.

In Abbildung 7.2 ist zu erkennen, dass der qualitative Verlauf der Modellberechnung und der Messwerte gut übereinstimmt, während deutliche quantitative Abweichungen zwischen Modell und Messwerten erkennbar sind. Die Abweichungen sind vor allem bei der

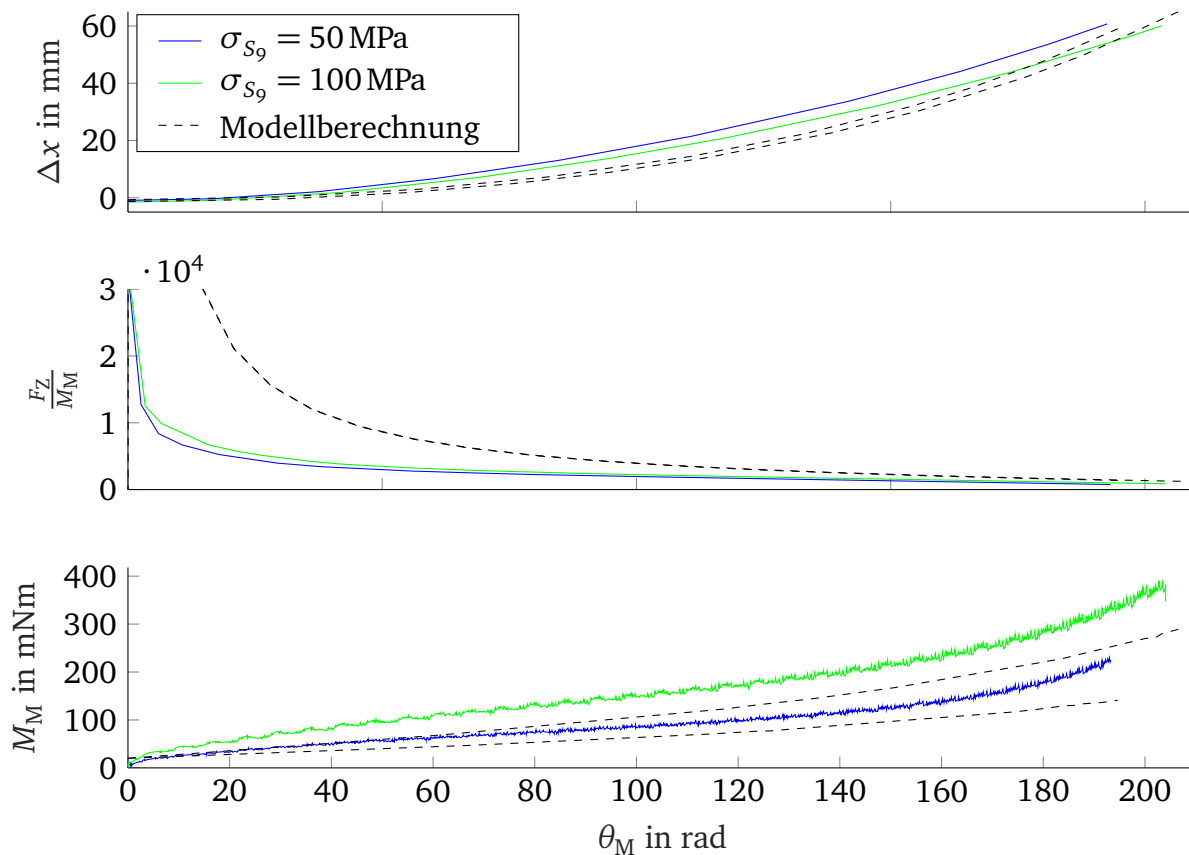


Abbildung 7.2: Übertragungsverhalten des Getriebes in Abhängigkeit des Motordrehwinkels θ_M für unterschiedliche mechanische Belastungen der Schnur S_9
Oben: Abhängigkeit des Aktorhubs Δx
Mitte: Abhängigkeit der Getriebeübersetzung $\frac{F_Z}{M_M}$
Unten: Abhängigkeit des benötigten Motordrehmoments M_M

Getriebeübersetzung $\frac{F_Z}{M_M}$ und beim benötigten Motordrehmoment M_M deutlich zu erkennen und sind auf Differenzen zwischen dem berechneten und tatsächlichen Helixradius R_H zurückzuführen. Während der Motorwinkel θ_M , die Zugkraft F_Z , die Ausgangslänge x_0 und die Längenänderung $x + f_k$ im Betrieb messtechnisch erfasst werden können, wird der Helixradius R_H mittels Gleichung 4.14 modelliert. Weiterhin ist mit Verlusten in Form von Reibung im Getriebe sowie Reibung und Fertigungsungenauigkeiten im mechanischen Aufbau zu rechnen, die zu einem geänderten Übertragungsverhalten führen. Messungen des Übertragungsverhaltens in [147] und [134] zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen der Modellierung und den Messungen. Hier werden jedoch Schnüre mit einem Durchmesser $d_s < 0,3 \text{ mm}$ bei maximaler Zugkraft $F_Z = 60 \text{ N}$ eingesetzt. Es ist davon auszugehen, dass bei höheren Kräften und dickeren Schnüren die Modellannahmen nicht mehr erfüllt sind.

Aus Abbildung 7.2 ist weiterhin zu erkennen, dass bei einer relativen Kontraktion $\frac{\Delta x}{x_0} = 25 \%$ und einer mechanischen Spannung von $\sigma_{S_9} = 100 \text{ MPa}$ ein Motordrehmoment von $M_M = 373,7 \text{ mNm}$ benötigt wird. Dieser Wert ist 33,8 % höher als die Modellberech-

nung, weshalb diese Abweichung für die Auslegung des Antriebs und die Wahl des Motors in Form eines Sicherheitsfaktors s_M berücksichtigt werden muss.

In den Versuchen zeigt sich auch ein Hystereseverhalten beim Drehrichtungswechsel der Rotation des Getriebes. Ein Hystereseverhalten wird auch in [164] dokumentiert.

7.2.3 Wirkungsgrad

Mechanische Getriebe sind verlustbehaftet. Im Schnurgetriebe entstehen diese Verluste durch Reibung zwischen den einzelnen Schnüren und deren Fasern. Das Verhältnis von mechanischer Leistung am Ausgang des Getriebes und der Leistung am Eingang wird als der Wirkungsgrad η_{TSA} beschrieben, der im Folgenden für das Schnurgetriebe bestimmt wird. Hierzu werden die abgegebene mechanische Leistung des Motors P_{Ein} (getriebeeingangsseitig) und die Leistung am Schlitten P_{Aus} (getriebeausgangsseitig) berechnet und wie folgt ins Verhältnis gesetzt:

$$\eta_{TSA} = \frac{P_{Aus}}{P_{Ein}} = \frac{\dot{x} F_Z}{\dot{\theta}_M M_M} \quad . \quad (7.3)$$

M_M wird dabei indirekt aus der Multiplikation der Drehmomentkonstante des Motors k_M und dem aktuellen Motorstrom i_M berechnet. In Abbildung 7.3 ist der Verlauf des Wirkungsgrades über dem Motorwinkel θ_M dargestellt.

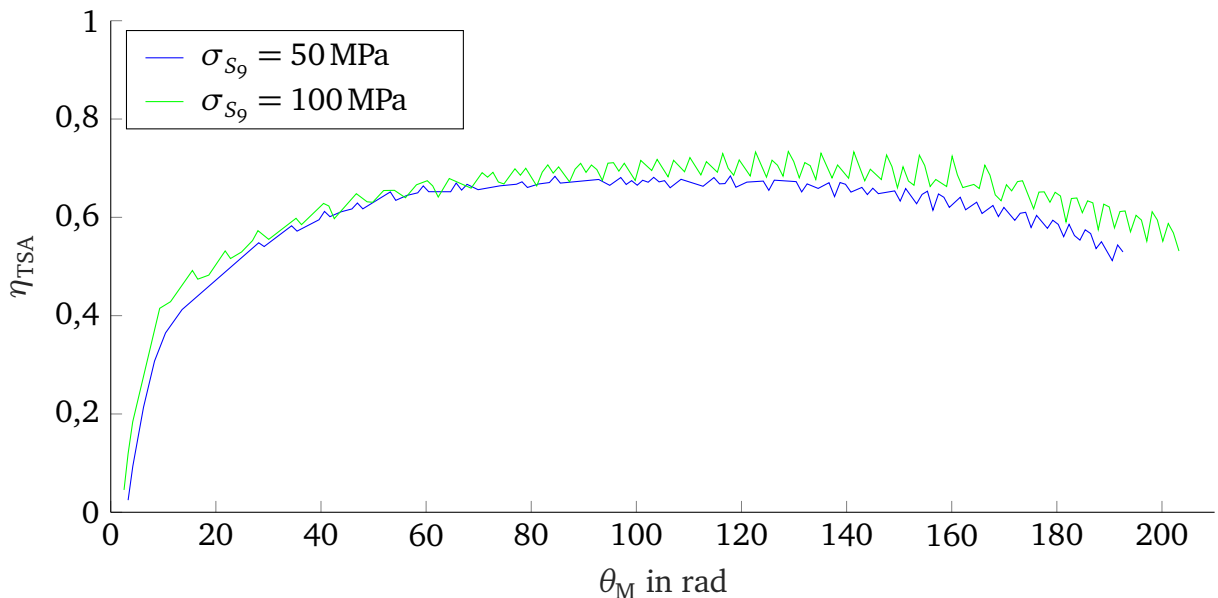


Abbildung 7.3: Verlauf des Wirkungsgrades η_{TSA} in Abhängigkeit des Motorwinkels θ_M

Es zeigt sich für beide Belastungsstufen σ_{s9} ein qualitativ als auch quantitativ ähnlicher Verlauf des Wirkungsgrades. Für geringe Motorwinkel $\theta_M < 2\pi$ rad ist keine Positionsänderung x am Schlitten festzustellen, sodass hier der Wirkungsgrad Null ist. Nach

$\theta_M > 70 \text{ rad}$ beträgt der Wirkungsgrad $\eta_{\text{TSA}} = 0,6 \dots 0,7$. Der maximale Wirkungsgrad des Getriebes $\eta_{\text{TSA,max}}$ kann zu $\eta_{\text{TSA,max}} = 0,735$ bestimmt werden. Der Wirkungsgrad ist dabei niedriger als bei klassischen Getrieben, welche nach [221] einen maximalen Wirkungsgrad von bis zu $\eta_{\text{KG,max}} = 0,99$ erreichen können (siehe Tabelle 7.2). Literaturangaben zum Schnurgetriebe dokumentieren bei Verwendung von anderen Schnüren, Getriebeparametern und Anforderungen einen Wirkungsgrad $\eta_{\text{TSA,max}} \approx 0,9$.

Tabelle 7.2: Vergleich der Wirkungsgrade klassischer Getriebe und des Schnurgetriebes

Art des Getriebes	Wirkungsgrad	Quelle
Gerad-Stirnradgetriebe	η_{KG} bis 0,99	[221]
Kegelradgetriebe	η_{KG} bis 0,98	[221]
Stirnradschraubgetriebe	$\eta_{\text{KG}} \approx 0,5 \dots 0,95$	[221]
Schneckengetriebe	$\eta_{\text{KG}} \approx 0,2 \dots 0,97$	[221]
Schnurgetriebe	η_{TSA} bis 0,7	[222]
Schnurgetriebe	η_{TSA} bis 0,9	[147]
Schnurgetriebe	η_{TSA} bis 0,85	[142]
Schnurgetriebe	η_{TSA} bis 0,735	Kapitel 7.2.3

7.3 Charakterisierung von PTSA

Nachdem die wichtigsten Kenngrößen des TSA ermittelt sind, wird nun der Fokus auf den PTSA gelegt. Für den Einsatz des PTSA soll neben der Nachgiebigkeit des Getriebes auch die Kraftverteilung beim Einsatz paralleler Getriebe sowie der Wirkungsgrad des PTSA untersucht werden. Das Übertragungsverhalten ist dabei analog zu dem des TSA (Kapitel 7.2.2) und wird in den folgenden Kapiteln nicht nochmals behandelt. Alle Messungen erfolgen für den PTSA mit der Schnur S_7 .

7.3.1 Nachgiebigkeit der Schnüre

Die Bestimmung der Steifigkeit / Nachgiebigkeit des parallel angeordneten Getriebes erfolgt analog zu der Bestimmung beim TSA in Kapitel 7.2.1. Es ist zu erwarten, dass sich die Steifigkeit k_{PTSA} der Parallelanordnung aus den Steifigkeiten der einzelnen Schnurbündel k_B wie folgt berechnen lässt:

$$k_{\text{PTSA}} = \sum_{i=2}^{n_S} k_{B_i} = k_{B_1} + k_{B_2} \dots k_{B_{n_S}} = \frac{1}{\delta_{\text{PTSA}}} \quad (7.4)$$

Die Steifigkeiten der einzelnen Schnurbündel können nach Gleichung 7.1 berechnet werden. Abbildung 7.4 stellt die gemittelte Steifigkeit k_B eines Schnurbündels bei Einsatz der Schnur S_7 und die ermittelte Steifigkeit k_{PTSA} bei Parallelanordnung der Schnurbündel dar.

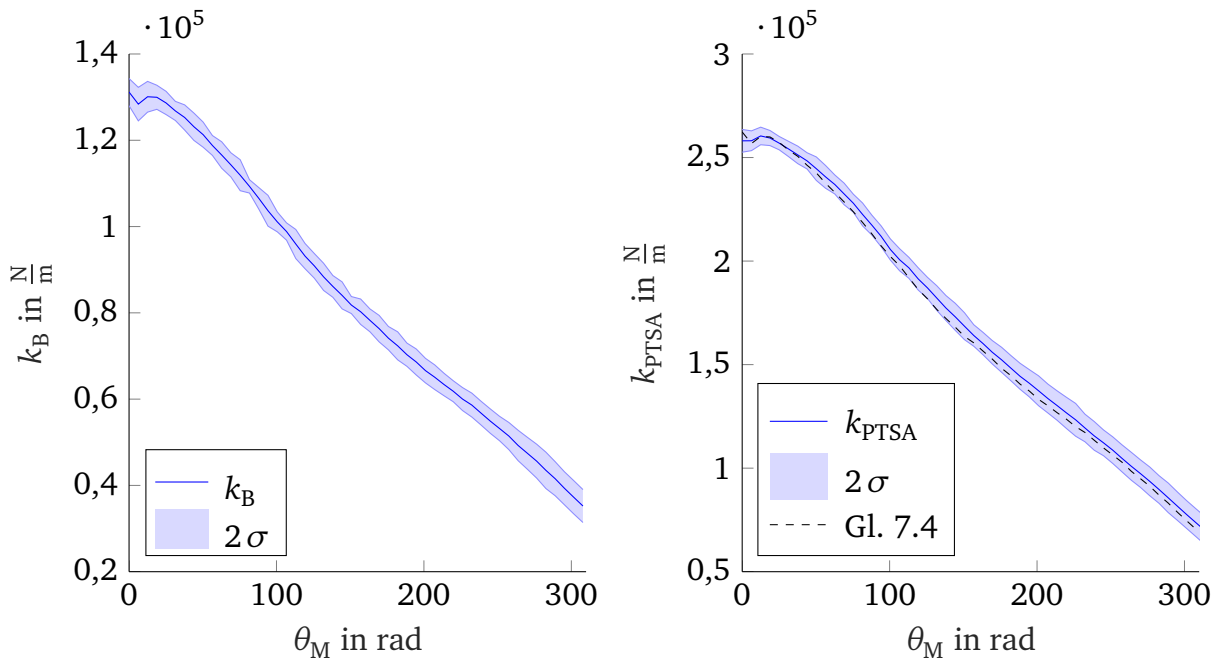


Abbildung 7.4: Ergebnisse der Messungen zur Bestimmung der Steifigkeit $k_{\text{PTSA}}(\theta_M, n_S, n_B, R_H)$ des Schnurgetriebes bei $n_S = n_B = 2$ parallelen Schnüren / Schnurbündeln

Links: Gemittelte Steifigkeit des einzelnen Schnurbündels (bestimmt nach Kapitel 7.2.1)

Rechts: Gemittelte Steifigkeit $k_{\text{PTSA}}(\theta_M)$ bei $n_B = 2$ parallelen Schnurbündeln

Es zeigt sich, wie in Abbildung 7.1 für die Schnur S_9 , eine lineare Abnahme der Steifigkeit mit zunehmendem Motorwinkel θ_M . Aus Gleichung 7.4 und Abbildung 7.4 ist weiterhin erkennbar, dass über die Anzahl paralleler Schnurbündel n_B die Steifigkeit des Getriebes k_{PTSA} eingestellt werden kann (siehe Gleichung 7.4). Eine hohe Steifigkeit hat unter anderem den Vorteil, dass nur geringe räumliche Reserven im Antriebsgehäuse vorgesehen werden müssen und so die Ausgangslänge des Getriebes x_0 maximal gewählt werden kann.

7.3.2 Kraftverteilung bei Parallelanordnung der Getriebe

Bei Parallelanordnung des Getriebes erfolgt eine Kraftverteilung der wirkenden Zugkraft F_Z auf die n_B Schnurbündel. Wie sich die Zugkraft in Abhängigkeit des Motordrehwinkels θ_M auf die Bündel aufteilt und wie die Zugkraftverteilung über die gesamte Betriebszeit bis zur Zerstörung des Getriebes verläuft, soll in diesem Kapitel untersucht werden. Hierzu wird der in Kapitel 5.2 vorgestellte Aufbau verwendet.

Kraftverteilung in Abhängigkeit des Motorwinkels

Nach Kapitel 6.6.5 zeigt sich beim PTSA mit $n_B = 2$ häufig ein simultaner Ausfall der Schnurbündel im Getriebe. Dies muss nicht zwangsläufig auf eine gleichmäßige Kraftver-

teilung deuten, da die verbauten Schnüre einer Streuung der Materialeigenschaften und damit auch einer Streuung der Getriebeeigenschaften unterworfen sind. Zusätzlich übt der Anwender durch einen ungleichmäßigen Einbau des Getriebes unerwünschten Einfluss auf das System aus. Deswegen wird im Folgenden die Kraftverteilung in Abhängigkeit des Motorwinkels untersucht. Vorgehensweise und Messparameter werden in Kapitel 7.1 erläutert.

In Abbildung 7.5 sind der Verlauf der Kraftverteilung für vier Einzelmessungen und der Verlauf des Mittelwertes für beide Schnurbündel in Abhängigkeit des Motorwinkels θ_M dargestellt.

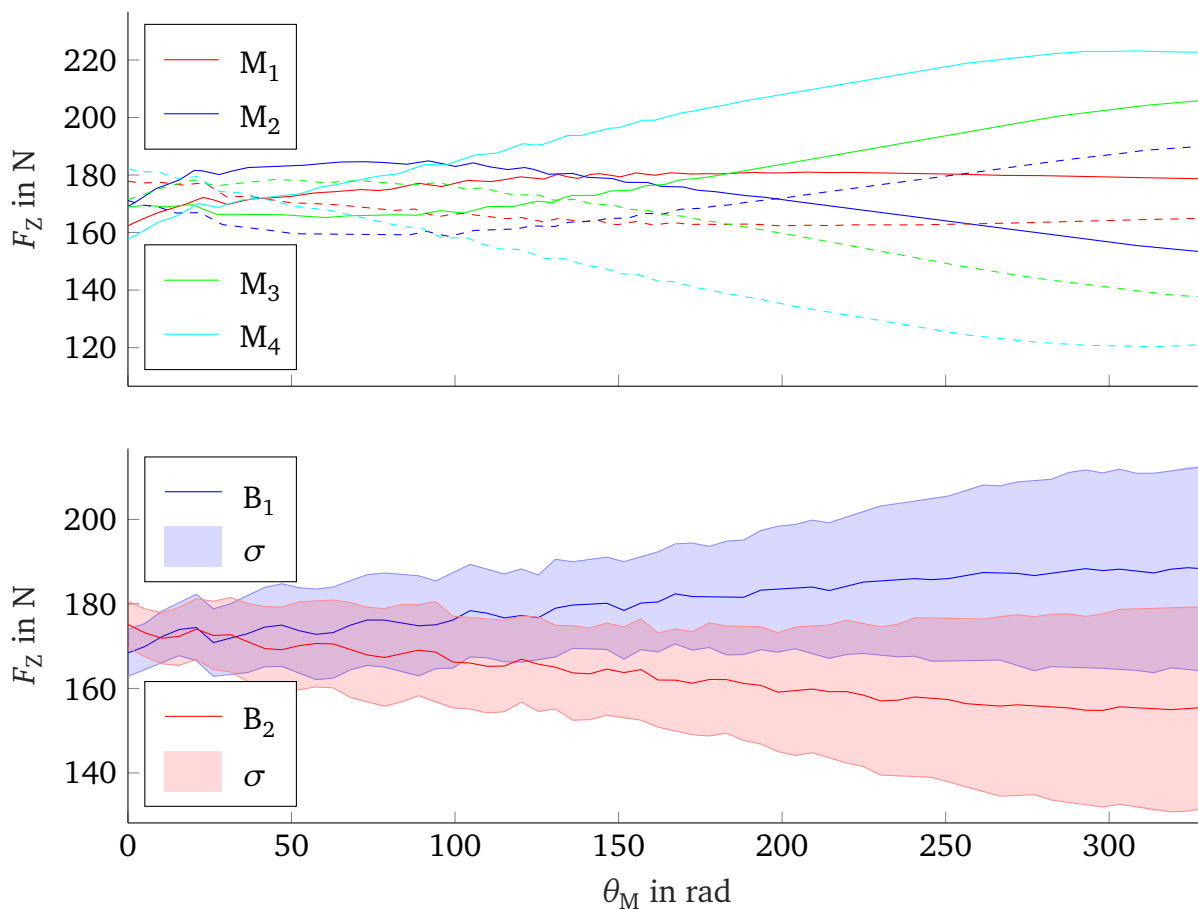


Abbildung 7.5: Gemessene Kraftverteilung bei Parallelanordnung des Getriebes ($n_B = 2$ und $\sigma_{s_7} = 125 \text{ MPa}$)

Oben: Vier exemplarische Kraftverläufe aus $n_M = 10$ Einzelmessungen. Für jede einzelne Messung erfolgt eine Neuinstallation des Getriebes mit neuen Schnüren.

Unten: Gemittelter Kraftverlauf und Streuung für Schnurbündel B_1 und B_2

Man kann in beiden Abbildungen erkennen, dass die Kraftverteilung bei den Einzelmessungen mit zunehmendem Motorwinkel teils erheblich divergiert (z. B. bei M_4). Bei allen Messungen kommt es zur Kreuzung der beiden Kraftverläufe der einzelnen Schnurbündel bei unterschiedlichen Verdrehwinkeln. Dieses Verhalten ist trotz identischer Installation

der Schnurgetriebe nicht für jede einzelne Messung reproduzierbar. Dies ist auf die bereits erwähnte Streuung der Materialeigenschaften und damit auch der Getriebeeigenschaften sowie auf eine unterschiedliche Vorspannung beim Einbau der Schnüre zurückzuführen. Eine Vorspannung kann nur mit eingeschränkter Präzision realisiert werden, weshalb immer mit einer unterschiedlichen Vorspannung der Schnurbündel zu rechnen ist.

Die Mittelwertverläufe B_1 und B_2 sowie die Streuung σ aus jeweils $n_M = 10$ Messungen weisen ebenfalls einen divergierenden Verlauf auf (siehe Abbildung 7.5). Dies deutet auf einen systematischen Fehler bei der Installation der Schnüre hin, der dazu führt, dass das Schnurbündel B_1 im Mittel stärker belastet wird als B_2 . Ursachen hierfür können die Präzision bei der Einstellung der Vorspannung oder auch Fertigungsungenauigkeiten des mechanischen Aufbaus sein. Zur gleichmäßigen Vorspannung der Schnüre des PTSA wird ein Mechanismus entwickelt, der die einfache Justage der Vorspannung einzelner Schnurbündel ermöglicht.

Kraftverteilung in Abhängigkeit von der Betriebszeit

Aus dem vorherigen Abschnitt geht hervor, dass häufig ein Schnurbündel einer höheren mechanischen Last ausgesetzt ist als das jeweils andere. Dies sollte zu einem stärker ausgeprägten Verschleiß führen, was wiederum in einer höheren mechanischen Belastung des anderen Schnurbündels resultiert. Ist die These korrekt, so sollte über die gesamte Betriebsdauer hinweg eine Konvergenz der Kraftverläufe erfolgen. Um dies zu überprüfen, werden wiederum die Lebensdauermessungen aus Kapitel 6.6.3 herangezogen und ausgewertet.

Zur Auswertung der Messungen werden die einzelnen Kraftsensorwerte für jedes Schnurbündel für einen erfolgreich durchgeführten Belastungszyklus aus $n_{SP} \approx 50$ Messwerten gemittelt. Der Wert ergibt nun eine mittlere Zugkraft, der jedes Bündel in einem Belastungszyklus ausgesetzt ist. Die gemittelte Zugkraft kann nun über die gesamte Betriebszeit des Getriebes mit $n_{BZ,max}$ Belastungszyklen aufgetragen werden (siehe Abbildung 7.6).

M_2 und M_3 in Abbildung 7.6 weisen einen vergleichsweise hohen anfänglichen Unterschied der Kräfte auf, der sich über die Betriebszeit hinweg ausgleicht. Dies unterstützt die oben genannte These. M_1 und M_4 wiederum weisen diese Tendenz nicht auf. Im letzten Viertel der Betriebszeit (ab ca. $n_{BZ} = 1400$ BZ) sind dabei deutliche Sprünge der ermittelten Kräfte zu beobachten. Diese haben bei M_1 , M_3 und M_4 zur Folge, dass die ehemals weniger belastete Schnur einer stärkeren Belastung ausgesetzt wird. Dies kann auf das Versagen einzelner Litzen und die darauf folgende Umstrukturierung der Fasern und Litzen innerhalb einer Schnur zurückgeführt werden. Gegen Ende der Betriebszeit ist bei allen Messungen nochmals ein teils stark divergierendes Verhalten der Kräfte festzustellen bis letztendlich der Bruch der Schnüre eintritt. Alle weiteren 28 Messungen der anderen Faktorstufenkombinationen weisen häufig einen ähnlichen qualitativen Verlauf der gemittelten Kräfte auf, die jedoch keine eindeutige Schlussfolgerung zum Wahrheitsgehalt der oben genannten These ermöglichen. Hierfür sind weitere und umfangreichere Messungen

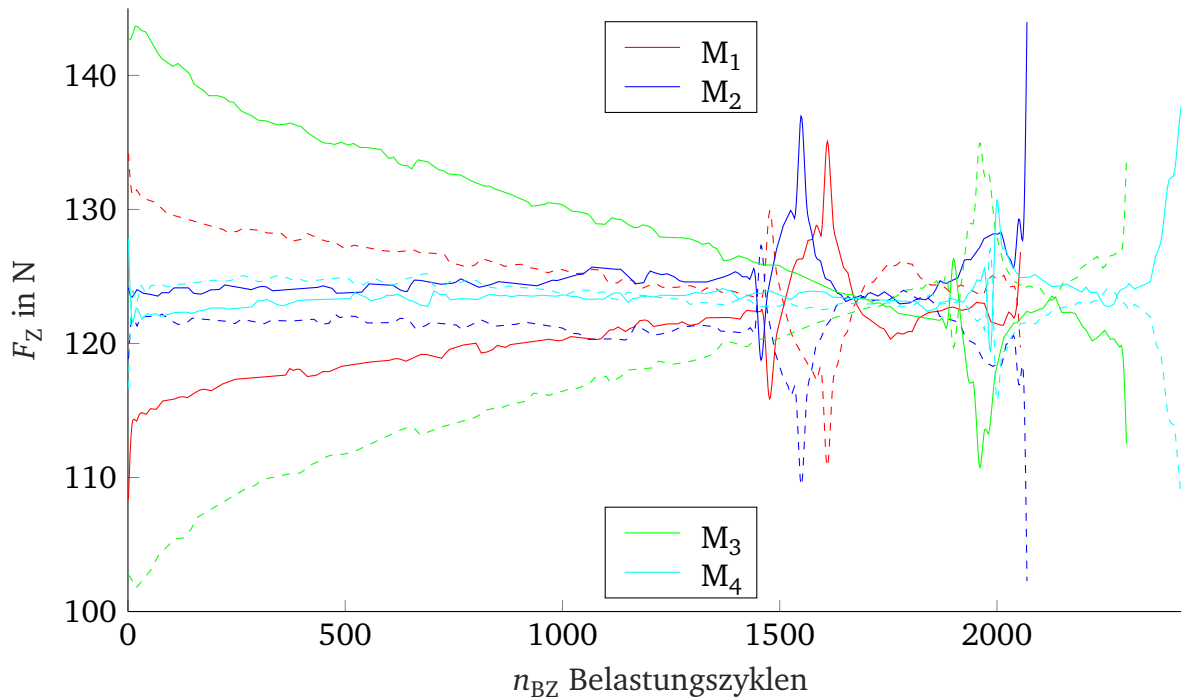


Abbildung 7.6: Exemplarischer gemessener Kraftverlauf bei Parallelanordnung des Getriebes ($n_B = 2$ und $\sigma_{S_7} = 125$ MPa) über die gesamte Betriebszeit hinweg. Datenbasis bilden $n_M = 4$ Wiederholmessungen der 2. Faktorstufenkombination des statistischen Versuchsplans in Kapitel 6.6.3.

mit $n_M > 10$ Messwiederholungen je Faktorstufenkombination durchzuführen. Bei einer durchschnittlichen Einzelversuchsdauer von $t_M \approx 6$ h ist der Messaufwand beträchtlich, weshalb die Messungen im Rahmen dieser Arbeit ausgespart werden.

7.3.3 Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad des PTSA muss aufgrund zusätzlicher Reibung, die durch jede weitere anzutreibende Achse verursacht wird, geringer sein als beim TSA in Kapitel 7.2.3. Analog zu der Berechnung und den Messungen im Kapitel 7.2.3 werden Messungen am PTSA mit der Schnur S_7 und unter identischer mechanischer Spannung ($\sigma_{S_7} = 50$ MPa und $\sigma_{S_7} = 100$ MPa) durchgeführt. Der qualitative Verlauf der Messkurven ist identisch zu denen aus Abbildung 7.3. Quantitativ ergeben sich Unterschiede hinsichtlich des maximal zu erreichenden Wirkungsgrades $\eta_{\text{PTSA,max}}$. Dieser ist mit $\eta_{\text{PTSA,max}} = 0,6$ geringer als beim TSA. Bei der mechanischen Spannung von $\sigma_{S_7} = 125$ MPa, wie sie nach Gleichung 6.5 in der vorgesehenen Anwendung auftritt, beträgt der maximale Wirkungsgrad $\eta_{\text{PTSA,max}} = 0,63$.

7.4 Fazit

In Kapitel 7 wird die Charakterisierung des Schnurgetriebes für den Einsatz in der aktiven Kniegelenk-Orthese durchgeführt. Dabei werden das Übertragungsverhalten, die Steifig-

keit des Getriebes und der Wirkungsgrad für den TSA und PTSA bestimmt. Weiterhin wird die Kraftverteilung bei Parallelanordnung des Getriebes untersucht.

Die Steifigkeit des Getriebes lässt sich einfach bestimmen und für die Modellierung des Gesamtaufbaus in Kapitel 4.2.1 nutzen. Beim PTSA ergibt sich die Gesamtsteifigkeit aus der Parallelschaltung der Steifigkeiten einzelner Schnurbündel (siehe Gleichung 7.4). Eine hohe Getriebesteifigkeit hat den Vorteil, dass geringe räumliche Reserven im Gehäuse des PTSA notwendig sind und somit die Ausgangslänge x_0 etwas höher gewählt werden kann als beim TSA. Dies resultiert in einem höheren Aktorhub bei gleicher relativer Kontraktion $\frac{\Delta x}{x_0}$. Weiterhin weist ein steifes System ein besseres dynamisches Verhalten auf, was beim dynamischen Aufstehen von Vorteil ist.

Bei der Bestimmung des Übertragungsverhaltens treten teils deutliche Unterschiede zwischen dem Modell in Kapitel 4.2.1 und den Messreihen auf. Mit steigenden Schnurdurchmessern kann eine Vergrößerung der Abweichungen beobachtet werden. Idealisierte Modellannahmen können eine Ursache hierfür sein. Folglich kann der Modellierungsansatz in Kapitel 4.2.1 für eine Auslegung und einfache Beschreibung des Systemverhaltens genutzt werden. Jedoch sollten bei der Auslegung (z. B. bei der Wahl des Antriebsmotors) immer entsprechende Reserven vorgesehen und das Systemverhalten am realen System überprüft werden.

Der Wirkungsgrad des Getriebes wird für den TSA mit $\eta_{\text{TSA,max}} = 0,735$ bei der mechanischen Spannung von $\sigma_{s_9} = 100 \text{ MPa}$ und für den PTSA mit $\eta_{\text{PTSA,max}} = 0,63$ bei $\sigma_{s_7} = 125 \text{ MPa}$ bestimmt. Die ermittelten Werte sind dabei niedriger als die klassischer Getriebe (siehe Tabelle 7.2). Ein Vergleich des Wirkungsgrades mit den Ergebnissen aus [142, 147, 222] (siehe auch Tabelle 7.2) lässt darauf schließen, dass der Wirkungsgrad noch gesteigert werden kann.

Die Kraftverteilung bei Parallelanordnung des Getriebes (wie beim PTSA) zeigt bei steigendem Motorwinkel θ_M eine divergente Kraftverteilung auf die Schnurbündel. Die Ergebnisse aus Kapitel 6.6.5 deuten jedoch auf eine annähernd gleiche Abnutzung der Schnüre hin, da die Schnurbündel häufig zum gleichen Zeitpunkt ausfallen. Die Untersuchungen werden in Kapitel 7.3.2 vertieft. Hier lassen erste Ergebnisse auf einen Angleichprozess beider Schnurbündel schließen, der eine angleichende Lastenverteilung zur Folge hat. Allerdings stehen mit $n_M = 4$ Wiederholmessungen je Faktorstufenkombination nur wenige Messungen zur Auswertung zur Verfügung. Dementsprechend muss dieses Verhalten weiter untersucht werden. Nichtsdestotrotz ist beim PTSA im Vergleich zum TSA eine 60%ige Reduktion der auf ein Schnurbündel wirkenden mechanischen Spannung möglich (siehe Gleichung 6.5).



8 Realisierung des Gesamtsystems für den Einsatz in der Orthese

Dieses Kapitel befasst sich nach der Festlegung und Charakterisierung des Schnurgetriebes mit der Realisierung des in Kapitel 4 dargestellten Konzepts der Orthese. Hierbei werden wichtige Kenndaten des Bowdenzugs und der Kurvenscheibe abgeleitet, die für die Wahl eines geeigneten Antriebsmotors benötigt werden. Weiterhin werden die Realisierung und Charakterisierung des Kraftsensors zur Zugkraftmessung und das Gesamtsystem vorgestellt.

8.1 Konfiguration der Orthese

Durch die Verwendung der beiden Antriebskonzepte des TSA und PTSA sind verschiedene Konfigurationen der Orthese mit den Antriebssystemen möglich, die eine Anpassung der Unterstützungsleistung und des Gesamtgewichts des Systems zulassen. Es sind folgende Konfigurationen der Orthesen möglich (siehe Tabelle 8.1).

Tabelle 8.1: Mögliche Konfiguration der Orthesen mit TSA und PTSA

Nr.	Linke Orthese	Rechte Orthese
1	1 x TSA	1 x TSA
2	2 x TSA	2 x TSA
3	1 x PTSA	1 x PTSA

Abbildung 8.10 zeigt Konfiguration 2 und 3 der Orthesen. Aus den Anforderungen in Kapitel 4.3.4 geht hervor, dass die Orthesengelenke wenn möglich beidseitig angetrieben werden sollen, um einen Gleichlauf des medialen und lateralen Gelenks zu realisieren. Dies spricht für den Einsatz von Konfiguration 2 und 3. Dazu werden die Gelenke mit jeweils einem Bowdenzug verbunden, welcher zum medialen und lateralen Gelenk der Orthese geführt wird.

8.2 Bowdenzug

Da nun die Zugkräfte für TSA und PTSA mit $F_{Z,\max} = 680\text{N}$ bekannt sind, kann der Bowdenzug gewählt werden. Dabei sind mehrere gängige Materialpaarungen zwischen Innenzug und Zughülle bzw. Liner einsetzbar. In Tabelle 8.2 sind die Reibkoeffizienten der Materialpaarungen angegeben (soweit bekannt).

Abbildung 8.1 (links) zeigt des Weiteren das theoretische Übertragungsverhalten nach Gleichung 4.23 für einige ausgewählte Materialpaarungen bei einem Biegewinkel $0 \leq \Theta_{ZH} \leq \pi \text{ rad}$.

Tabelle 8.2: Dokumentierte Haftreibungskoeffizienten μ gängiger Materialpaarungen bei Verwendung eines Bowdenzugs [223–227]

Zughülle (Stahl)	Innenzug					
	Stahl	Spectra®	Nylon	Polymere FEP	Dacron®	Dyneema®
ohne Liner	$\approx 0,15$	0,12	0,102	-	0,165	-
Nylon Liner	0,35	-	$\approx 0,2$	0,2	-	-
PTFE Liner	$\approx 0,04$	0,055	-	0,04	0,124	0,075

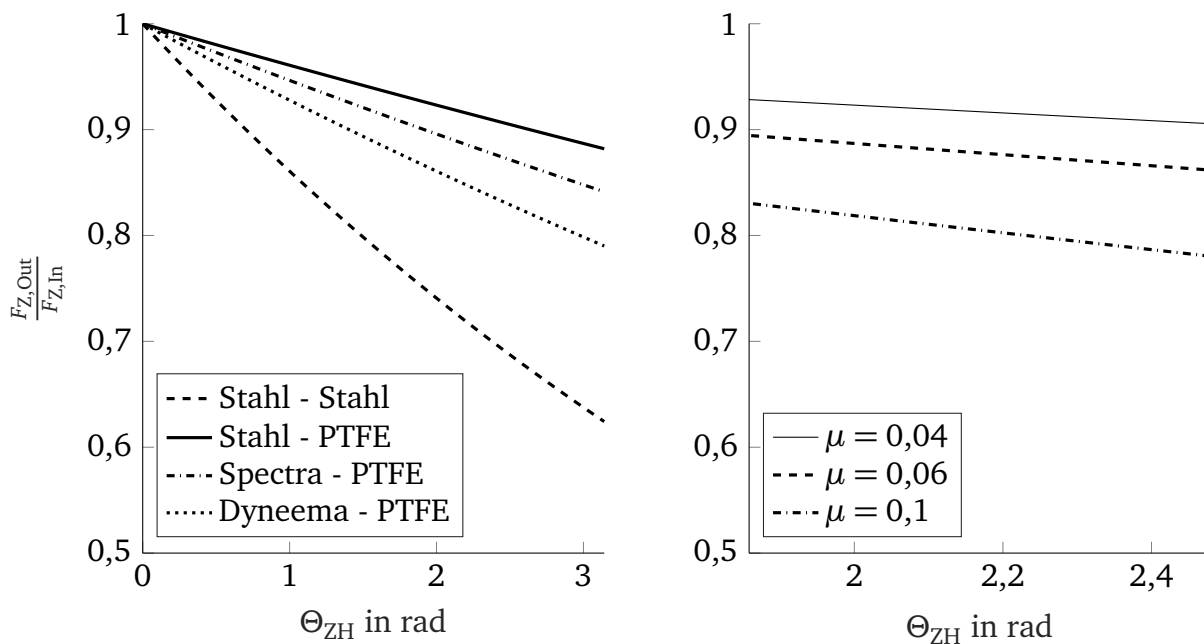


Abbildung 8.1: Simulation des Wirkungsgrads des Bowdenzugs

Links: Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Materialpaarungen

Rechts: Wirkungsgrad bei der gewählten Materialpaarung (Stahl-Innenzug und PTFE-Liner) für Translationsgeschwindigkeiten bis $\Delta \dot{x} \approx 50 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ und der Biegewinkeländerung von $\Delta \Theta_{ZH, \min} = 1,86 \text{ rad}$ bei maximaler Flexion zu $\Delta \Theta_{ZH, \max} = 2,48 \text{ rad}$ bei maximaler Extension

Nach Tabelle 8.2 und Abbildung 8.1 hat die Materialpaarung, bestehend aus einem Innenzug aus Stahl und einer Zughülle aus PTFE, den höchsten Wirkungsgrad und ist in der gleichen Größenordnung wie bei der Verwendung von FEP [225] kommt zu dem Ergebnis, dass FEP-ummantelte Stahl-Innenzüge in Kombination mit PTFE-Liner geringfügig bessere Übertragungseigenschaften aufweisen, während [228] zudem eine Materialpaarung mit steigendem μ für zunehmende Translationsgeschwindigkeiten empfiehlt, um das Stick-Slip-Verhalten zu reduzieren. [229] dokumentiert eine steigende Reibung mit zunehmender Translationsgeschwindigkeit für die Materialpaarung von Stahl und PTFE. Nach [225] führt zudem die Verwendung einer hohen Steifigkeit bei Zughülle und Innen-

zug zu einem hohen Wirkungsgrad. Gleichzeitig sollte eine geringe Vorspannung gewählt werden, um den Anteil der Coulombschen Reibung gering zu halten.

Im Folgenden wird aufgrund der Verfügbarkeit und des vorteilhaften Stick-Slip-Verhaltens ein Drahtseil ($d_{IZ} = 1,35 \text{ mm}$, 1.4401, Bruchkraft $F_{B,IZ} = 1240 \text{ N}$, Konstruktion 7x19, Hersteller Engelman Drahtseilfabrik GmbH) in Kombination mit einem PTFE-Liner ($d_L = 1,5 \text{ mm}$) gewählt. Als Zughülle werden gelenkig miteinander verbundene Aluminium-Hülsen (Nokon-Elemente des Herstellers Carl-Stahl GmbH) verwendet. Bei der gewählten Materialpaarung und für eine Biegewinkeländerung von $0,62 \text{ rad}$ ist nach Abbildung 8.1 (rechts) ein Wirkungsgrad von $\eta_{BDZ} \approx 0,93 \dots 0,78$ realistisch. Die Biegewinkeländerung wird dabei aus dem CAD-Modell der Orthesen bestimmt.

Mit den gegebenen Innenzugabmessungen kann der minimale Biegeradius zur Berücksichtigung bei der Festlegung der Kurvenscheibe mit

$$R_{BR,min} = (12,5 \dots 20) \cdot d_{IZ} \quad (8.1)$$

berechnet werden [228, 230]. Der Biegeradius wird mit $R_{BR,min} = 18 \text{ mm}$ festgesetzt, so dass nun der Verlauf der Kurvenscheibe definiert werden kann.

8.3 Kurvenscheibe

Für die Bestimmung des benötigten Antriebsmotors ist die Kenntnis der maximal benötigten Translationsgeschwindigkeit und -beschleunigung des TSA und PTSA notwendig. Die Daten können nach Definition der Kurvenscheibe mit Gleichungen 4.35 und 4.36 ermittelt werden. Hierzu wird nun der Verlauf der Kurvenscheibe auf Basis der Ergebnisse aus Kapitel 6 und 7 bestimmt.

8.3.1 Festlegung des Kurvenverlaufs

Die Ergebnisse zur Einflussnahme unterschiedlicher Faktoren auf die Lebensdauer des Schnurgetriebes zeigen, dass neben der Anzahl paralleler Schnurbündel die wirkende Zugkraft F_Z den höchsten Einfluss ausübt. Da der Einfluss der relativen Kontraktion $\frac{\Delta x}{x_0}$ geringer ist als der der Zugkraft (siehe auch Abbildung 6.10), ist es das Ziel, eine geringstmögliche Zugkraft zu erreichen, ohne dabei den maximalen Aktorhub $\Delta x_{max} = 0,3 x_0$ zu überschreiten und so eine Wulstbildung zu vermeiden. Geringe Kräfte haben des Weiteren den Vorteil, dass die gesamte Mechanik des Aufbaus gewichtsoptimiert an die geringen Kräfte angepasst und ein dünnerer Bowdenzug mit einem geringeren minimalen Biegeradius verwendet werden kann. Um die Zugkräfte gering zu halten, wird der Verlauf der Kurvenscheibe so gewählt, dass der Radius zu Beginn der Transferbewegung (bei maximaler Flexion) mit $R_{KS,max} = 45 \text{ mm}$ maximal ist (siehe Abbildung 8.2).

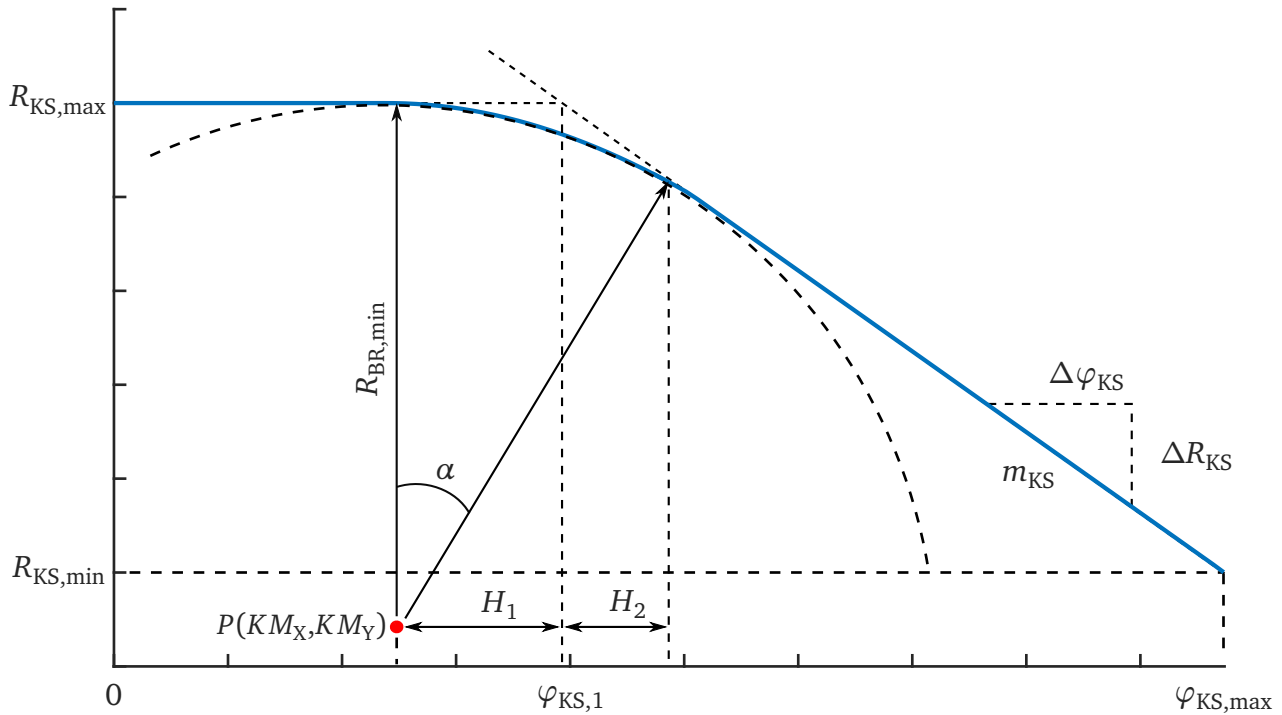


Abbildung 8.2: Berechneter Verlauf des Radius der Kurvenscheibe $R_{KS}(\varphi_{KS})$

Da davon auszugehen ist, dass jeder Proband beim Start der Transferbewegung einen unterschiedlichen Flexionswinkel $\varphi_{K,Start} < \varphi_{K,max}$ aufweist, wird der Radius der Kurvenscheibe für $\varphi_{KS,1} = 0,785 \text{ rad}$ ebenfalls mit $R_{KS,max} = 45 \text{ mm}$ gewählt (siehe auch Abbildung 8.2). Beim Treppensteigen (STC) ist aufgrund der geringen Flexionswinkel beim Bewegungsstart mit einer höheren Beanspruchung des Schnurgetriebes zu rechnen. Anschließend kann unter Berücksichtigung des minimalen Biegeradius des Bowdenzugs $R_{BR,min}$ der Radius der Kurvenscheibe verringert werden (siehe auch Abbildung 8.2). Dabei erfolgt eine lineare Abnahme des Radius bis der minimale Radius $R_{KS,min} = 20 \text{ mm}$ der Kurvenscheibe und gleichzeitig der maximale Aktorhub erreicht sind.

Somit lässt sich der Verlauf der Kurvenscheibe in drei Bereiche separieren, welche in Polarkoordinaten durch

$$R_{KS}(\varphi_{KS}) = \begin{cases} R_{KS,max} & \text{für } 0 \leq \varphi_{KS} < \varphi_{KS,1} - H_1 \\ KM_Y + R_{BR,min} C & \text{für } \varphi_{KS,1} - H_1 \leq \varphi_{KS} < \varphi_{KS,1} + H_2 \\ b_{KS} + m_{KS} \varphi_{KS} & \text{für } \varphi_{KS,1} + H_2 \leq \varphi_{KS} < \varphi_{KS,max} \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (8.2)$$

definiert sind. C ist dabei durch folgende Gleichung gegeben:

$$C = \cos \left(\arcsin \left(\frac{\varphi_{KS} - KM_X}{R_{BR,min}} \right) \frac{\alpha}{\arcsin \left(\frac{H_1 + H_2}{R_{BR,min}} \right)} \right) \quad (8.3)$$

8.3.2 Übersetzung von Hebelwirkung und Aktorhub

Mit dem Verlauf der Kurvenscheibe können nun die Abhängigkeit des Radius von der Kniewinkelstellung $R_{KS}(\varphi_K)$ und der Hub $\Delta x(\varphi_K)$ bestimmt werden. Hierzu werden die Größen nach dem in Kapitel 4.2.4 dargestellten Ansatz berechnet. Abbildung 8.3 zeigt beide Größen in Abhängigkeit des Kniewinkels φ_K .

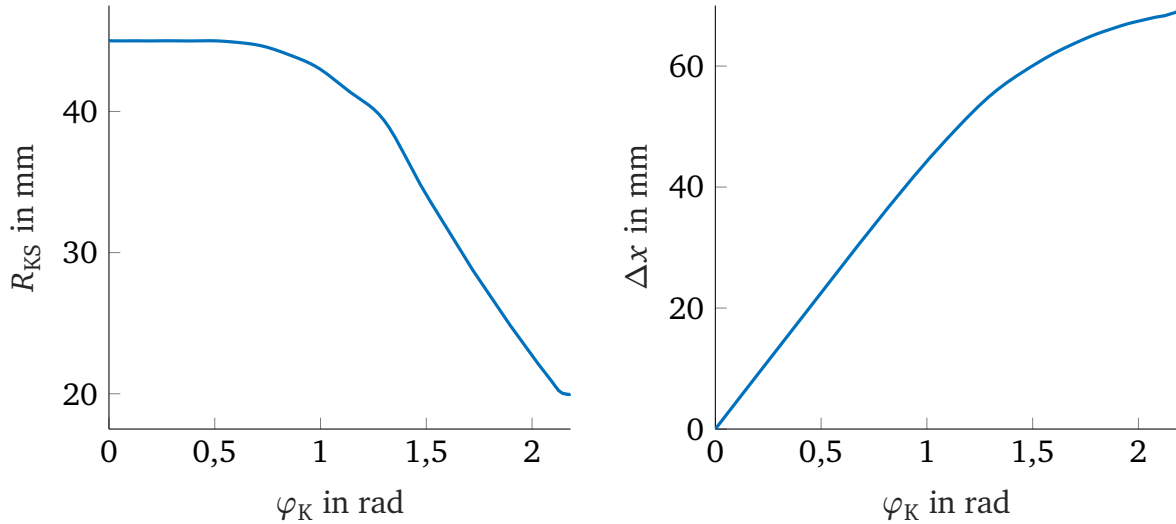


Abbildung 8.3: Berechneter Verlauf des Radius der Kurvenscheibe $R_{KS}(\varphi_K)$ und des Aktorhubs $\Delta x(\varphi_K)$ bei gegebenem Kniewinkel φ_K ($\varphi_K = 0 \hat{=}$ max. Flexion des Kniegelenks)

Damit in der späteren Anwendung und der Regelung des Systems der Rechenaufwand zur Bestimmung von $R_{KS}(\varphi_K)$ und $\Delta x(\varphi_K)$ minimiert wird, lassen sich die Verläufe zur zügigen Berechnung als Polynom n-ten Grades definieren (siehe exemplarisch Gleichung 8.4 für $R_{KS}(\varphi_K)$).

$$R_{KS}(\varphi_K) = p_1 \varphi_K^n + p_2 \varphi_K^{n-1} + \dots p_n \varphi_K + p_{n+1} \quad (8.4)$$

Damit können der aktuelle Radius der Kurvenscheibe und der Aktorhub zu jedem Kniewinkel bestimmt werden. Voraussetzung ist, dass der Innenzug unter Vorspannung steht und somit tangential zur Kurvenscheibe anliegt. Ist der zeitliche Verlauf des Kniewinkels $\varphi_K(t)$ gegeben, lassen sich mit Gleichungen 4.35 und 4.36 die dynamischen Anforderungen für die Antriebsversionen TSA und PTSA ableiten.

8.3.3 Fertigung und Einsatz

Die Kurvenscheibe wird im 3-Schichten-Verbund hergestellt - bestehend aus der Kurvenscheibe selbst und 2 Bordscheiben, welche den Bowdenzug bei geringer Vorspannung daran hindern die Kurvenscheibe zu verlassen (siehe Abbildung 8.4 rechts). So kann die Kurvenscheibe nach Belieben geändert und neu eingesetzt werden.

Die Kurvenscheibe wird in das Gelenk eingebettet, sodass zum einen der maximale Flexionswinkel von $\varphi_{K,max} = 2,18\text{rad}$ sichergestellt ist, zum anderen über die gesamte Flexion/Extension keine Kollisionen zwischen der Kurvenscheibe und anderen Komponenten (Sensorik, Kinematik und Aktorik) entstehen (siehe links in Abbildung 8.4). Die Lageparameter von Kurvenscheibe, Gelenk und Sensor werden für die Berechnung des Übertragungsverhaltens der Kurvenscheibe benötigt und ergeben sich aus dem CAD-Modell des Gesamtaufbaus.

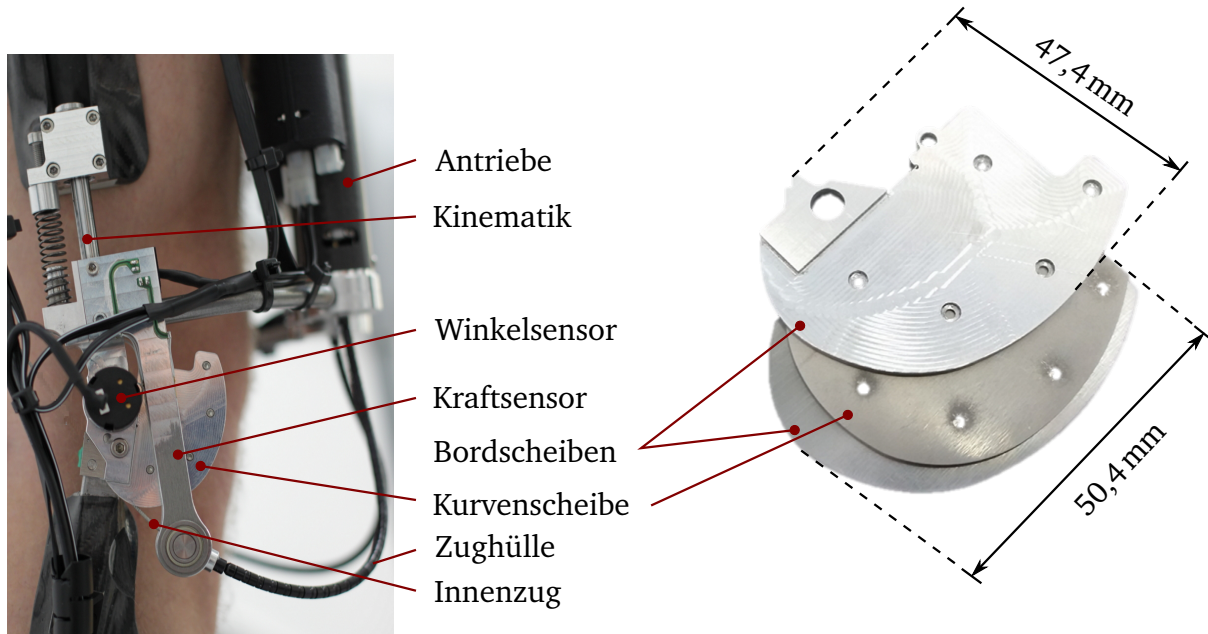


Abbildung 8.4: Gefertigter Prototyp der Kurvenscheibe und Einsatz in der Orthese

Links: Integration in das Orthesengelenk

Rechts: 3-Schicht-Verbund der Kurvenscheibe

8.4 Antriebsmotor

Mit bekanntem Verlauf der Kurvenscheibe und den gegebenen biomechanischen Anforderungen (siehe Kapitel 4.3.1) lässt sich nun ein geeigneter Motor für TSA und PTSA festlegen.

8.4.1 Motoranforderungen

Abbildung 8.5 zeigt den approximierten Verlauf der biomechanischen Anforderungen für eine STS-Durchführung. Die Parameter der Approximation werden auf Basis der in Kapitel 4.3 ausgewerteten Probandenversuche und der Literaturrecherche gewählt. Für die Darstellungen wird exemplarisch eine mittlere Ausführungszeit von $t_{max} = 1,69\text{s}$ bei maximalem Flexionswinkel der Orthese ($\varphi_{K,max} = 2,18\text{rad}$) angenommen. Bei der Wahl der Anforderungen wird der Motorbetrieb außerhalb des spezifizierten Nennbereichs vorgesehen, damit das Motorgewicht reduziert werden kann.

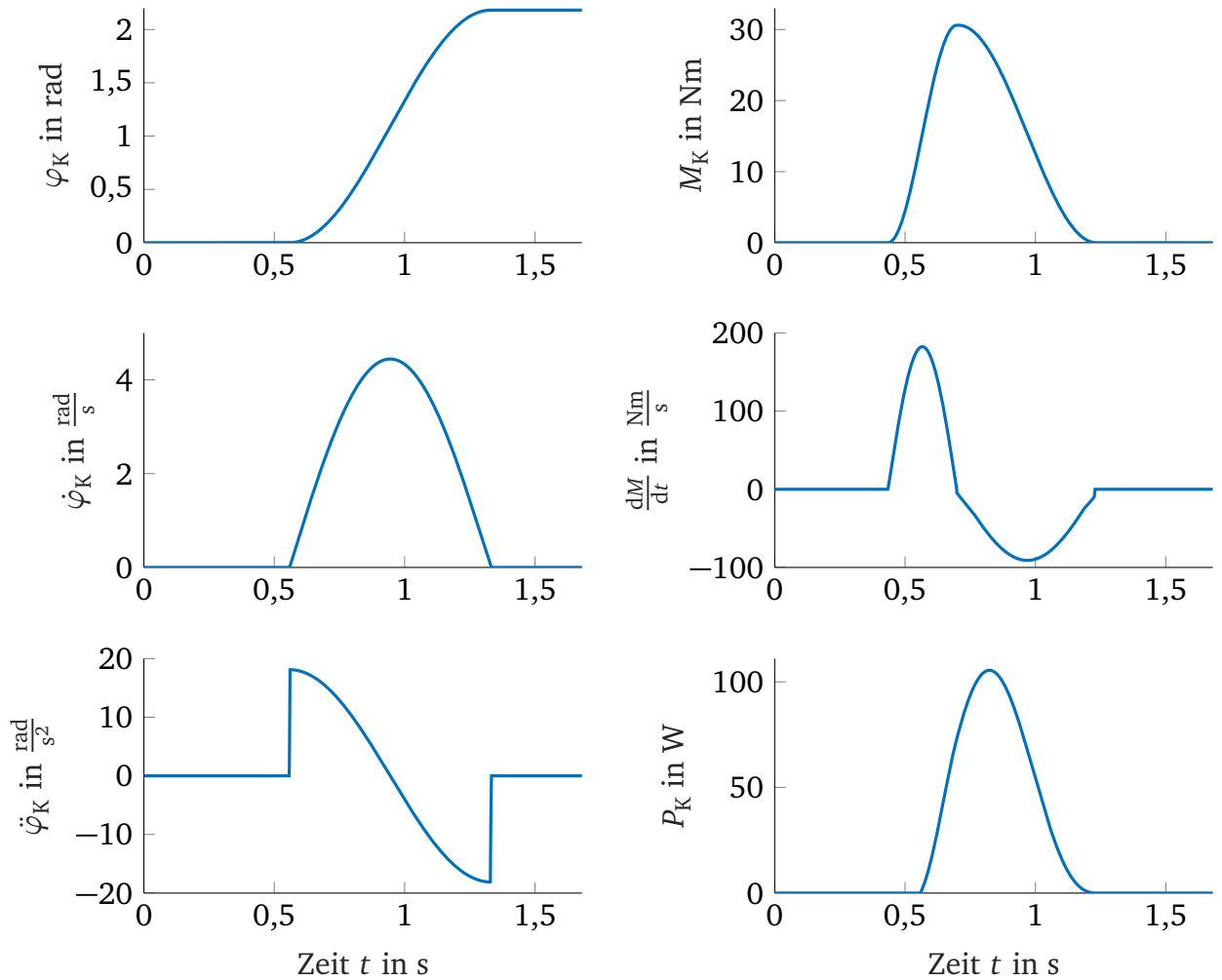


Abbildung 8.5: Approximierter Verlauf der biomechanischen Kenngrößen des Kniegelenks beim STS nach Festlegung der Kurvenscheibengeometrie ($\varphi_K = 0$ definiert den Zeitpunkt der maximalen Flexion des Kniegelenks)

Auf Basis eines approximierten Verlaufs wie in Abbildung 8.5 können die Motoranforderungen berechnet werden. Der Hub der Kurvenscheibe $\Delta x_{KS}(t)$ (siehe Gleichung 4.34) entspricht dabei dem des Antriebs $\Delta x(t)$ (siehe Gleichung 4.5) und wird bei gegebenem Kniwinkelverlauf $\varphi_K(t)$ zur Berechnung des Motorwinkels $\theta_M(t)$ mit

$$\theta_M(t) = \sqrt{\frac{2 x_0 \Delta x_{KS}(t) - \Delta x_{KS}(t)^2}{R_H^2}} \quad (8.5)$$

verwendet. Die zeitlichen Ableitungen von Gleichung 8.5 ergeben die Anforderungen hinsichtlich der Motordrehrate $\dot{\theta}_M(t)$ und Motorbeschleunigung $\ddot{\theta}_M(t)$. Das Drehmoment $M_M(t)$ ist über den Zusammenhang in Gleichung 4.33 gegeben.

Abbildung 8.6 zeigt den Verlauf der Motorkenngrößen für TSA und PTSA bei dem bekannten Kniewinkelverlauf $\varphi_K(t)$ unter Berücksichtigung des Übertragungsverhaltens aller Systemkomponenten und aller modellierten Verluste (siehe Kapitel 4.2, Kapitel 7 und Kapitel 8.2).

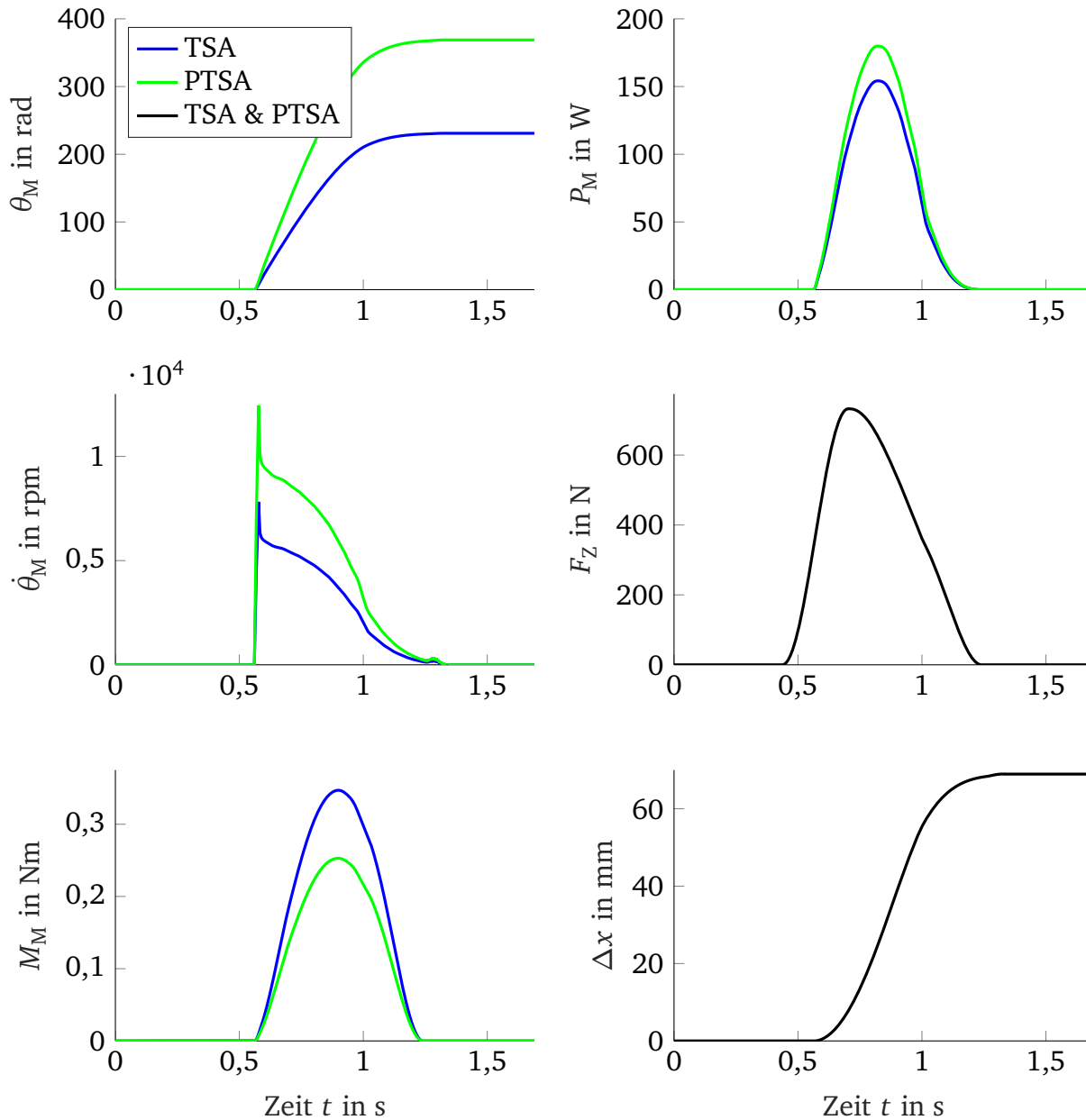


Abbildung 8.6: Theoretischer Verlauf der Kenngrößen des Antriebsmotors für TSA und PTSA auf Grundlage der in Abbildung 8.5 dargestellten biomechanischen Anforderungen

8.4.2 Wahl des Motors

Aus Abbildung 8.6 geht hervor, dass für TSA und PTSA unterschiedliche Anforderungen vorliegen. Diese sind vor allem auf den Durchmesser der unterschiedlichen Schnüre zurückzuführen. So ist das benötigte Motordrehmoment beim PTSA $\approx 37\%$ geringer als

das beim TSA. Anders ist es beim Motordrehwinkel, der Motordrehzahl und der Leistung ($\approx 60\%$, $\approx 59\%$ und $\approx 17\%$ höher als beim TSA).

Als Kriterium für die Wahl eines Motors kann zunächst dessen maximal geforderte mechanische Leistung herangezogen werden. Diese beträgt nach Abbildung 8.6 $P_{M,\max} = 179,9\text{ W}$. Weiterhin ist das maximale Drehmoment mit $M_{M,\max} = 0,369\text{ Nm}$ gegeben. Aus Gewichtsgründen wird der Motor so gewählt, dass er kurzzeitig oberhalb des Nennbereichs betrieben werden muss, um die Anforderungen abzudecken. Für die Verwendung in TSA und PTSA wird deswegen ein BLDC-Motor (3274024BP4, Dr. Fritz Faulhaber GmbH & Co. KG) mit einer Nennleistung von $P_{M,\text{Nenn}} = 150\text{ W}$ und einem Nenndrehmoment von $M_{M,\text{Nenn}} = 0,165\text{ Nm}$ gewählt. Dieser bietet eine hohe Leistungsdichte und ermöglicht bei kurzzeitiger Überlastung auch den Betrieb beim Mehrfachen des Nenndrehmoments. Die maximale Drehzahl des Motors ist mit $n_{M,\max} = 16000\text{ rpm}$ angegeben. Als Motorendstufe wird die EPOS3 70/10 EtherCAT Positioniersteuerung (Maxon Motor AG) eingesetzt, welche eine kurzzeitige Überlastung des Motors zulässt und mit Hilfe eines intern ablaufenden Temperatur-Modells die Temperaturentwicklung der Motorwicklung und des Gehäuses überwacht.

8.5 Messung des Unterstützungsmoments

Zur Bestimmung des wirkenden Unterstützungsdrehmoments ist die Kenntnis der aktuellen Zugkraft $F_{Z,\text{Ist}}$ erforderlich (siehe Kapitel 4.1 und Kapitel 4.2.5). Hierfür werden passende Kraftsensoren entwickelt, in vierfacher Ausführung zur Bestückung des Orthesenpaares gefertigt, kalibriert und getestet. Dieses Kapitel befasst sich mit dem Sensorentwurf und der Charakterisierung der Sensorelemente.

8.5.1 Verlauf des Angriffswinkels

Nach Abbildung 4.11 greift die Zugkraft $F_{Z,\text{Ist}}$ im Winkel $\varphi_N(\varphi_K)$ zur Normalen der Hebelstruktur an, sodass $F_{Z,\text{Ist}}$ über die Lage und Abmessung der Hebelstruktur und den aktuellen Kniewinkel nach Gleichung 4.38 bestimmt werden muss. Mit der Kenntnis des Verlaufs der Kurvenscheibe kann der Angriffswinkel berechnet und dargestellt werden (siehe Abbildung 8.7).

Mit den bekannten maximalen Zugkräften für TSA und PTSA kann die Kraftkomponente $F_{Z,\text{HS}}$, welche normal zur Hebelstruktur wirkt, berechnet werden. Sie beträgt für TSA und PTSA nach Gleichung 4.37 maximal $F_{Z,\text{HS},\max} = 633,6\text{ N}$. $F_{Z,\text{HS},\max}$ entspricht der Last, für die die Sensorelemente ausgelegt werden müssen. Für die Auslegung der Sensorelemente werden atypische Bewegungsverläufe berücksichtigt und nach Kapitel 4.3.4 $F_{Z,\text{HS},\max} = 900\text{ N}$ gewählt. Weitere Anforderungen an die Sensorik sind Anhang C zu entnehmen.

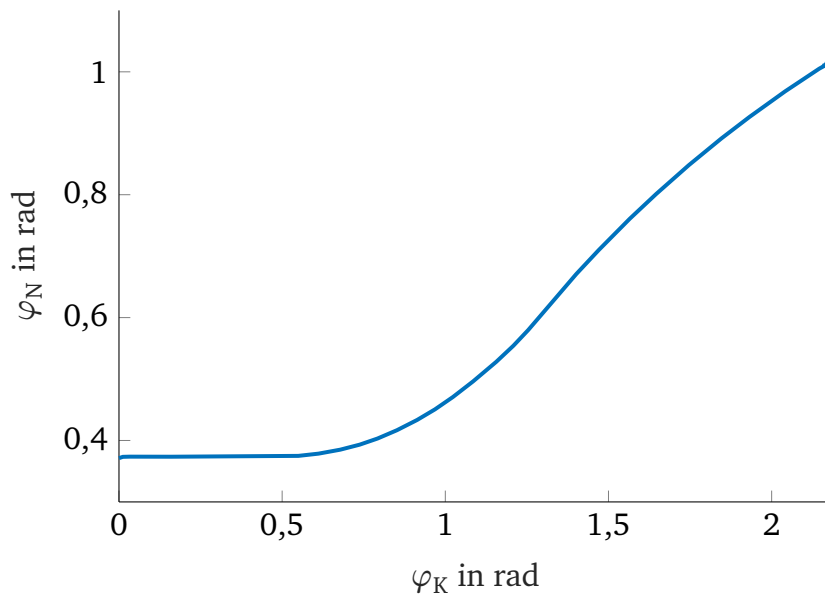


Abbildung 8.7: Berechneter Angriffswinkel $\varphi_N(\varphi_K)$ des Innenzugs zur Normalen der Hebelstruktur ($\varphi_K = 0 \hat{=}$ max. Flexion des Kniegelenks)

8.5.2 Sensorentwurf

Die durch die Kraftwirkung hervorgerufene Dehnung in der Hebelstruktur kann mit Hilfe unterschiedlicher Messprinzipien detektiert und durch eine anschließende Auswertung in eine Kraftinformation gewandelt werden. [231–233] geben eine Übersicht physikalischer Effekte, die zur Sensornutzung verwendet werden können. Häufig wird zur Realisierung von Kraft- und Drehmomentsensoren der resistive Effekt verwendet, welcher die Abhängigkeit des spezifischen Widerstands von einer mechanischen Spannung beschreibt [231, 233]. In einfachster Form können hierfür Dehnmessstreifen (DMS) eingesetzt werden, welche zu einer Widerstandsbrücke angeordnet werden.

Für die Messung der Kraft wird der resistive Effekt sowie die Verwendung von Folien-DMS gewählt, da diese nach [233–236] den gewünschten Messbereich bei guter erreichbarer Messauflösung abdecken. Des Weiteren sind eine einfache Sensorsignalauswertung sowie eine ausreichende Miniaturisierung bei geringen Kosten möglich. Zur Verwendung des physikalischen Effekts wird die Hebelstruktur als Verformungskörper für die verwendeten DMS (K-LY43-3/12, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH) ausgelegt. Dabei werden die Biegebalkenabmessungen b_{HS} , h_{HS} und l_{HS} so gewählt, dass die Dehnung an der Oberfläche des Verformungskörpers 0,1 % entspricht. Gleichzeitig dürfen die mechanischen Spannungen im Material nicht überschritten werden. Abbildung 8.8 a) und b) zeigen den Verlauf der Dehnung an Ober- und Unterseite des Verformungskörpers sowie die auftretenden mechanischen Spannungen.

Die DMS werden an den Stellen mit der größten Dehnung am Biegebalken des Verformungskörpers platziert und zu einer Wheatstone-Brückenschaltung verschaltet, welche zur Messung der Widerstandsänderung eingesetzt wird (siehe a) und c) in Abbildung 8.8).

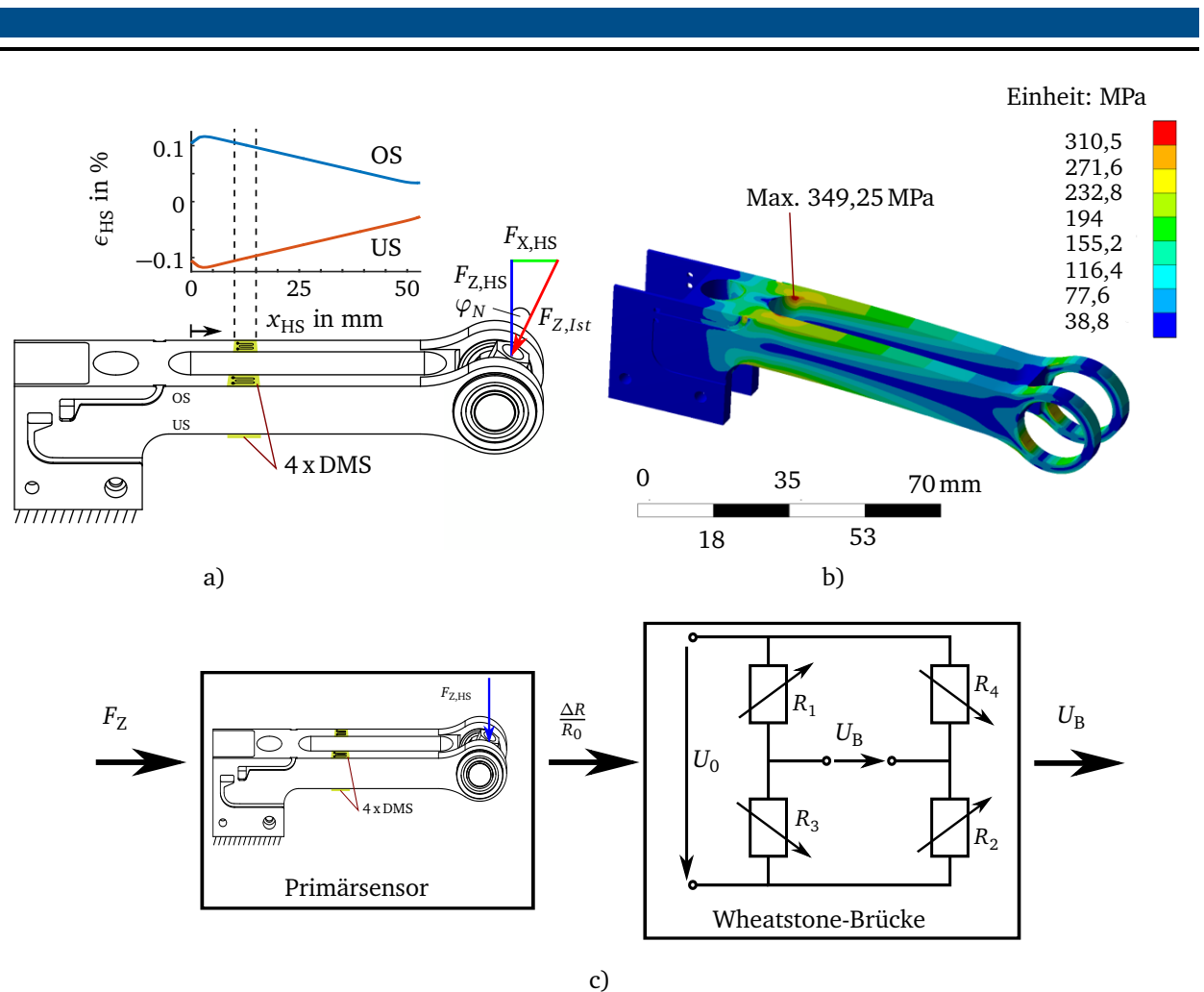


Abbildung 8.8: Entwurf des Verformungskörpers

- a) Normaldehnung ϵ_{HS} über der Biegebalkenlänge
- b) Mechanische Spannung am Verformungskörper bei maximaler Zugkraft
- c) Darstellung der Signalverarbeitungsstruktur (Quelle: in Anlehnung an [233])

Die Verwendung der Vollbrücke bietet den Vorteil, dass Temperaturabhängigkeit und Einfluss von Querkräften unterdrückt werden [232]. Als Werkstoff für den Verformungskörper wird die Aluminiumlegierung AlZnMgCu1,5 gewählt, welche eine minimale Streckgrenze $R_{p0,2} = 470 \text{ MPa}$ aufweist und somit den mechanischen Spannungen von bis zu $\sigma_{HS,max} \approx 350 \text{ MPa}$ standhält (siehe b) in Abbildung 8.8).

Die maximale Auslenkung des Verformungskörpers berechnet sich mit Gleichung 4.43 zu $w_{max} = 1,7 \text{ mm}$ und ist 8,2% niedriger als die simulativ bestimmte Auslenkung mit $w_{max} = 1,84 \text{ mm}$. Die Differenz ist auf vereinfachende geometrische Annahmen in Gleichung 4.43 zurückzuführen. Die Auslenkung der Sensorspitze führt zwangsläufig zu einer Änderung des Kraftangriffswinkels $\varphi_N(\varphi_K)$ und je nach Kniewinkelstellung φ_K zu einer geringfügigen Änderung des wirkenden Hebels an der Kurvenscheibe. Da die Zugkräfte bei hoher Flexion des Kniegelenks das Maximum erreichen sowie zu diesem Zeitpunkt

der wirkende Hebel an der Kurvenscheibe und der Kraftangriffswinkel konstant verlaufen (siehe Abbildung 4.12, 8.3 und 8.7), wird der Einfluss der Auslenkung vernachlässigt.

8.5.3 Kalibrierung des Sensors

Der mathematische Zusammenhang zwischen den in den DMS erzeugten Dehnungen ϵ_{DMS} und der elektrischen Ausgangsgröße U_B der Signalverarbeitungsstruktur (siehe c) in Abbildung 8.8) wird in [231, 233] hergeleitet und kann dort entnommen werden. Zur Nutzung der Sensoren muss neben dem theoretischen Zusammenhang auch das reale Übertragungsverhalten messtechnisch ermittelt werden. Hierzu kann ein affin-linearer Zusammenhang zwischen der Messgröße F_Z und der Ausgangsgröße U_B mit

$$U_B = A + B F_Z \quad (8.6)$$

angenommen werden. A beschreibt dabei die Ausgangsspannung im unbelasteten Zustand des Sensors, während B die Steigung der Kennlinie bei Belastung des Sensors definiert. Der Kalibriervorgang zur Bestimmung der Kennlinie wird nach DIN-Vorschrift [237] durchgeführt, indem die Parameter A und B für alle Sensoren individuell bestimmt werden. Weiterhin werden Linearitätsfehler F_L , Hysteresefehler F_H sowie die Fehlergrenze F_G der Sensoren berechnet. F_G ist nach [238] als größte Abweichung zwischen realer und idealer Sensorkennlinie definiert und beträgt $F_G < 1 \%$. Damit liegt der Wert unter den geforderten 5 %.

8.6 Fertigung und Zusammensetzung des Gesamtsystems

Im Folgenden sollen das Gesamtsystem vorgestellt und wichtige Kenndaten zusammengefasst werden. Hierzu werden zunächst angewandte konzeptionelle und fertigungstechnische Leitlinien zur Realisierung von Leichtbaukomponenten aufgezeigt und anschließend die einzelnen Systemkomponenten dargestellt.

8.6.1 Verwendete Leichtbaumethoden

Aus den Erfahrungen der Realisierung und Anwendung der ersten Experimentierplattform (siehe Kapitel 1.3) können wichtige Erkenntnisse zur Positionierung der Antriebe, der Verwendung von Materialien und den Fertigungstechnologien abgeleitet werden. Dabei ist das Ziel eine hohe Gewichtsersparnis zu erzielen, während gleichzeitig durch Anwendung unterschiedlicher Fertigungsverfahren und Parallelisierung der Fertigung eine einfache und schnelle Herstellung ermöglicht werden soll.

Bei der Konstruktion und Auslegung werden dazu die Konstruktionsregeln nach [239] angewandt. Hierzu gehören

- eine direkte und großflächige Krafteinleitung ohne mechanische Umleitungen,

-
- die Realisierung hoher Widerstandsmomente bei einzelnen Bauteilen,
 - die Nutzung der stützenden Wirkung gekrümmter Konstruktionselemente,
 - die Versteifungen in der Hauptbelastungsrichtung,
 - der Einsatz des integrativen Prinzips (Einstückigkeit)
 - und die Einbringung von Hohlräumen.

Wenn möglich, findet eine Funktionsintegration mehrerer Funktionselemente statt. Dies ist beispielsweise bei Anwendung der Hebelstruktur als Verformungskörper des Kraftsensors gegeben. Belastungskritische Elemente werden weiterhin im Laufe der Konstruktion mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) simuliert und ggf. durch Strukturoptimierung angepasst.

Am Institut für Elektromechanische Konstruktionen (EMK) stehen zur Fertigung eine 3-Achs-NC-Fräsmaschine, ein Bearbeitungslaser sowie verschiedene Drehmaschinen zur Verfügung. Extern werden auf Rapid Prototyping Fertigungsverfahren (Selektives Laserschmelzen (SLM), Fused Deposition Modeling (FDM)) und die Verarbeitung gehärteter Materialien durchgeführt.

Die Orthese wird in Verbundbauweise gefertigt, was nach [240] durch den Einsatz unterschiedlicher Materialien zu einer reduzierten Masse bei gleichen oder verbesserten Eigenschaften führt. Das Material wird anforderungsgerecht für jedes Bauteil gewählt. Hierbei wird auf eine geringe Dichte der Materialien geachtet. Bei der Fertigung kommen Faserverbundwerkstoffe, Polymere bei belastungsunkritischen Elementen und spezielle Aluminiumlegierungen mit sehr guten mechanischen Eigenschaften zum Einsatz.

8.6.2 Rahmenstruktur der Orthese

Als Ausgangsbasis für die aktive Orthese wird in Zusammenarbeit mit der orthopädischen Universitätsklinik Heidelberg eine kohlenstofffaserverstärkte (CFK) Rahmenstruktur (Exoskelett) entwickelt und aufgebaut. Diese verfügt über definierte mechanische Schnittstellen, welche eine wirkungsvolle Krafteinleitung ermöglichen. Weiterhin dient die Rahmenstruktur als Montagebasis für die Gelenkkinematik und das Antriebssystem sowie die dazugehörigen Komponenten (siehe Abbildung 8.10). Die Fertigung der Rahmenstruktur basiert auf den Erfahrungen mit der ersten Experimentierplattform (siehe Abbildung 1.2), enthält jedoch wesentliche Verbesserungen und Optimierungen.

8.6.3 Integration der Gelenk-Kinematik

Zur Reduktion von Scherbewegungen zwischen der Haut des Probanden und der Oberschenkelmanschette der Orthese wird eine Gelenkkinematik integriert. Hierzu soll nach

Kapitel 4.1 ein passiver Mechanismus eingesetzt werden. Da keine quantifizierten Angaben zu den auftretenden Scherkräften existieren, werden eigene Untersuchungen durchgeführt. Dazu werden drei unterschiedliche kinematische Strukturen auf ihre Wirksamkeit hin überprüft, indem diese mit einem Referenzgelenk verglichen werden [155]. Als Referenzgelenk dient ein handelsübliches Scharniergelenk, welches mit der Methode nach [98] ausgerichtet wird. Die Ergebnisse zu den untersuchten Kinematiken bestätigen die Erkenntnisse und Designregeln aus [106–109] (siehe auch Kapitel 2.3).

Es wird eine Gelenkinematik realisiert, die die Parallelführung der Oberschenkelmanschette entlang der Oberschenkel längsachse ermöglicht. Mit dieser kann in den Untersuchungen die größte Reduktion der Scherkräfte erzielt werden. Die Kinematik (siehe links in Abbildung 8.4) wird als gefederte Linearführung realisiert, die auf Grundlage der Untersuchungen in [241] einen Hub von $\Delta x_K = 30 \text{ mm}$ ermöglicht. Die Gelenkinematik wird bereits in der ersten Experimentierplattform eingesetzt und wird an den neuen Aufbau adaptiert.

8.6.4 Steuereinheit und Software

Zum Betrieb des Systems werden eine Vielzahl elektronischer Komponenten benötigt, die das Einlesen der Sensordaten, die Ansteuerung der Aktoren und die Regelung des Gesamtsystems ermöglichen. Da nach Kapitel 8.1 unterschiedliche Konfigurationen der Orthese möglich sind, wird die Elektronik skalierbar aufgebaut, sodass eine Änderung der Anforderungen mit wenig Aufwand erfüllt werden kann. Dazu wird das echtzeitfähige EtherCAT-Bussystem verwendet, mit dem Sensorelektronik, Motoransteuerungen und Regelungsrechner verbunden werden (siehe Abbildung 8.9). Alle Hardwarekomponenten werden in einen Rucksack integriert, sodass mobile Untersuchungen im Labor durchgeführt werden können (siehe Abbildung 8.9). Die Programmierung der Orthesenregelung, die Datenauswertung und die Visualisierung erfolgen mit MATLAB / Simulink.

8.6.5 Realisierung von TSA und PTSA

In Abbildung 8.10 sind die beiden entwickelten Antriebsversionen dargestellt. Während beim TSA das Schnurgetriebe innerhalb des CFK-Rohrs verläuft, wird der PTSA als halb-offene Struktur realisiert, was entsprechend Gewicht einspart und das einfache Einsetzen der Schnüre im PTSA ermöglicht. TSA und PTSA sind funktional identisch aufgebaut. Beide Antriebsmotoren werden mit Hilfe eines Riementriebs ($i_{RG} = 1$) so angeordnet, dass sie parallel zum Schnurgetriebe verlaufen, wodurch die Ausgangslänge des Getriebes x_0 maximal gewählt werden kann. Die wichtigsten Kenndaten sind in Kapitel 8.6.7 für die beiden Antriebsversionen und die Orthesen zusammengefasst.

8.6.6 Integration zum Gesamtsystem

Abbildung 8.10 zeigt den Aufbau des Gesamtsystems mit Konfiguration 2 und 3 aus Tabelle 8.1. Weitere Detailaufnahmen sind Anhang F zu entnehmen.

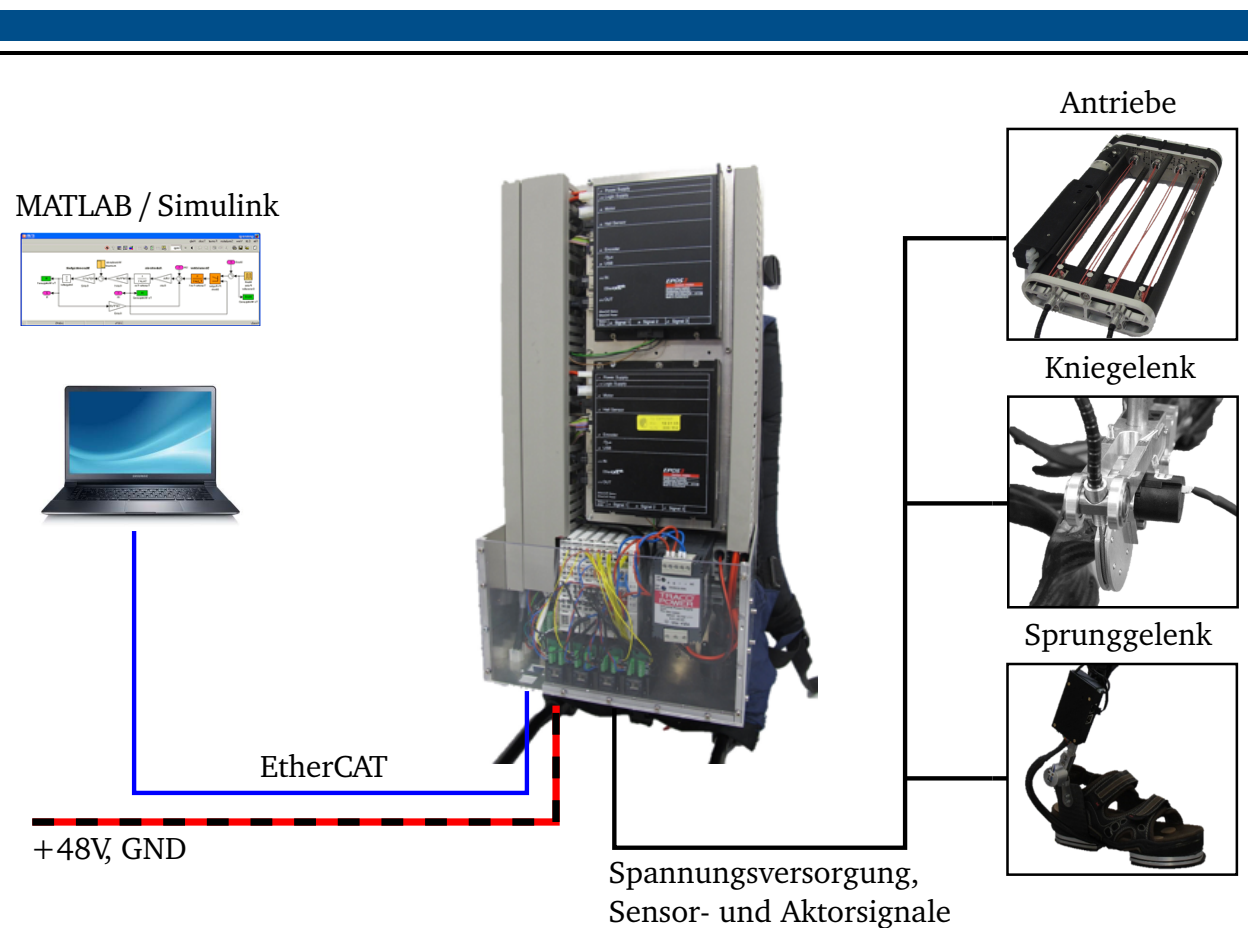


Abbildung 8.9: Kommunikationsstruktur der Orthese am Beispiel des PTSA

8.6.7 Kenndaten

Im Folgenden werden wichtige Kenndaten der Orthesen zusammengefasst. Diese umfassen zunächst das Gewicht und die Abmessungen der Antriebe (kleinster umschließender Quader) der Orthese (siehe Tabelle 8.3).

Tabelle 8.3: Kenndaten der Orthese und der Antriebe

Komponente	Anzahl	Gewicht	Bauvolumen
Orthese			
Oberschenkelhülse	2	1,32 kg	-
Unterschenkelhülse	2	0,63 kg	-
Fußteil	2	1,13 kg	-
Antriebe			
TSA	2 / 4	0,72 kg	314,5 x 75,3 x 40,7 mm ³
PTSA	2	0,92 kg	308,2 x 165,4 x 49,6 mm ³
Rucksack	1	5,75 kg	-

Bei der Angabe zur Oberschenkelhülse ist das Gewicht des Sensors, der Orthesenkinematik sowie der Mechanik zur Befestigung der Antriebe inkludiert, bei jener zur Unterschenkel-

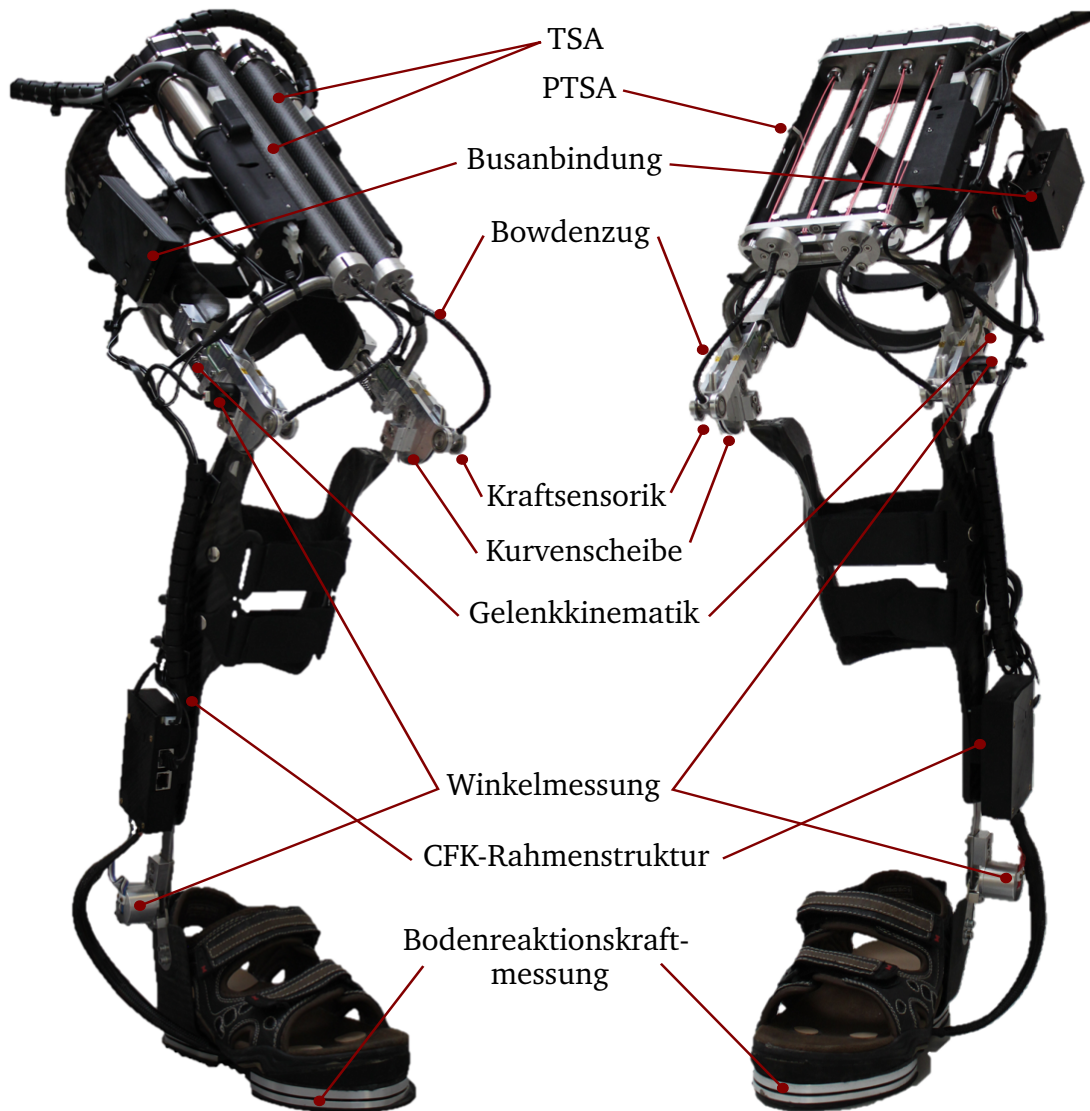


Abbildung 8.10: Technische Realisierung von TSA und PTSA

Links: TSA in geschlossener Bauweise

Rechts: PTSA in halboffener Bauweise

hülle das Gewicht der Kurvenscheibe. Vergleicht man die Angaben aus Tabelle 8.3 mit den ermittelten Kennwerten der ersten Experimentierplattform in [20] (siehe auch Tabelle 4.1), kann man festhalten, dass gegenüber dem bisher eingesetzten seriell-elastischen Antrieb beim Antriebsgewicht eine deutliche Reduktion erfolgt ist (ca. um den Faktor 2,6 niedriger beim TSA und Faktor 2 beim PTSA).

8.7 Fazit

Dieses Kapitel zeigt die Umsetzung des in Kapitel 4 vorgestellten Konzepts. Dazu werden zunächst Bowdenzug, Kurvenscheibe und Antriebsmotor auf Grundlage der in Kapitel 6 und 7 erzielten Ergebnisse festgelegt und die zur Anwendung benötigten Parameter be-

rechnet. Es wird ein BLDC-Motor eingesetzt, welcher kurzzeitig über dem angegebenen Nennbereich betrieben werden muss, um die Anforderungen einhalten zu können. Dies stellt bei entsprechenden Ruhephasen kein Problem für die Antriebe dar, zumal diese thermisch überwacht werden.

Die Kraftsensorik wird für die maximal wirkende Zugkraft ausgelegt und mit einer Sicherheit versehen, sodass Fehlfunktionen der Orthese oder unnatürliche Bewegungsvorgänge des Probanden nicht zur Zerstörung der Sensorelemente führen. Es wird eine statische Kalibrierung durchgeführt. Da das erzeugte Unterstützungsdrehmoment indirekt aus mehreren Größen ermittelt wird, soll im nächsten Kapitel eine entsprechende Charakterisierung der Berechnung des Unterstützungsdrehmoments erfolgen.

Durch die optimierte Konstruktion und Platzierung der Antriebe ist ein höherer Tragekomfort für den Anwender gegeben. Weitere Optimierungen und Anpassungen können bei Änderung der Zielgruppe vorgenommen werden (siehe hierzu auch Kapitel 4.3.1) und zu einer weiteren Reduktion des Gesamtgewichts führen.



9 Charakterisierung des Gesamtsystems

Dieses Kapitel dient der Charakterisierung der realisierten Kniegelenk-Orthese. Hierzu werden die Orthesen mit den entwickelten Antriebssystemen auf einem hierfür entworfenen Prüfstand getestet. Im Fokus der Tests stehen die statische Charakterisierung des entwickelten Konzepts zur Messung des Unterstützungsdrehmoments und eine dynamische Funktionsprüfung des Gesamtsystems bei Durchführung einer STS-Bewegung.

9.1 Zielstellungen

Bei der Charakterisierung des Systems werden folgende Zielstellungen verfolgt:

- **Charakterisierung der indirekten Bestimmung des Unterstützungsdrehmoments:** Nach Kapitel 4.1 und 4.2.5 ergibt sich das Unterstützungsdrehmoment aus der Zugkraft $F_{Z,Ist}$ und dem Radius $R_{KS}(\varphi_K)$ der Kurvenscheibe. Hierzu werden die beiden Größen bestimmt und nach Gleichung 4.1 miteinander multipliziert. Der Ansatz zur indirekten Bestimmung des Unterstützungsdrehmoments soll mit einem Referenzdrehmomentsensor verglichen werden, um die Qualität der Messung zu bestimmen.
- **Dynamische Prüfung des Funktionsprinzips:** Das Funktionsprinzip soll bei aktuierter Rotation des Kniegelenks unter mechanischer Last für die STS-Bewegung getestet werden.
- **Prüfung der mechanischen Auslegung aller Systemkomponenten:** Im Rahmen der statischen und dynamischen Untersuchungen zur Charakterisierung der indirekten Bestimmung des Unterstützungsdrehmoments und der Prüfung des Funktionsprinzips soll auch die mechanische Auslegung der einzelnen Systemelemente geprüft werden. Hierbei liegt der Fokus vor allem auf dem Antrieb und dem Bowdenzug.
- **Prüfung der Elektronik und des Regelungssystems:** Die Durchführung der Messungen hat auch das Ziel der Funktionsüberprüfung der entwickelten Elektronik und des Steuerungsrechners (siehe Abbildung 8.9).

9.2 Verfahrensweise und Randbedingungen

Im Folgenden werden der mechanische Aufbau in Form eines Orthesenprüfstands sowie die Regelung der Antriebe vorgestellt.

9.2.1 Versuchsumgebung

Abbildung 9.1 links zeigt den verwendeten Orthesenprüfstand bei Verwendung der 2. Orthesenkonfiguration (siehe Tabelle 8.1). Die Orthese kann über das mechanische Kniege-

lenk gezogen und am Drehgelenk fixiert werden. Die Kraftübertragung erfolgt über hierfür vorgesehene Interaktionsstellen.

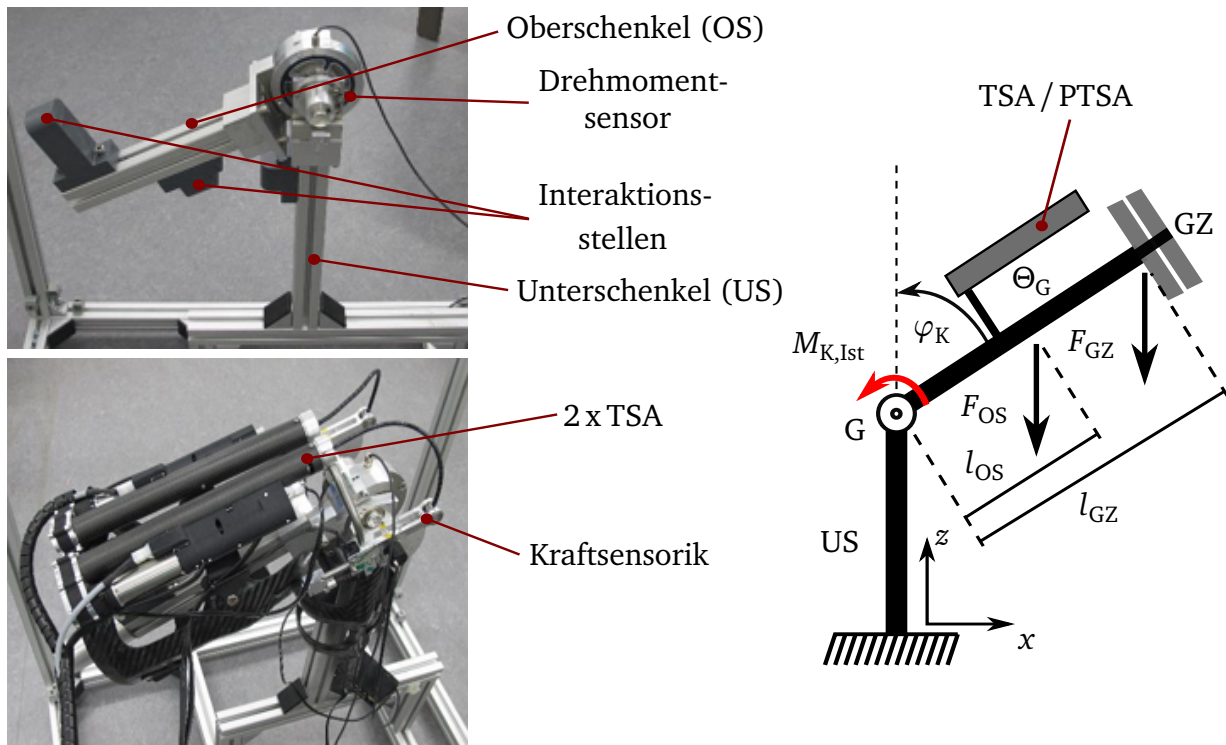


Abbildung 9.1: Verwendeter Orthesenprüfstand

Links: Abbildung des Prüfstands mit montierter Orthese

Rechts: Abstraktion des Prüfstandes

Das mechanische Kniegelenk besteht aus einem Aluminiumgestell, welches das Kniedrehgelenk simuliert und dessen zentrales Element ein Drehmomentsensor darstellt. Der maximale Flexionswinkel beträgt konstruktionsbedingt $\varphi_{K,\max} = 1,83 \text{ rad} (\hat{=} 105^\circ)$ und ist damit etwas geringer als jener der Kniegelenk-Orthese mit $\varphi_{K,\max} = -0,17 \dots 2,01 \text{ rad} (\hat{=} -10 \dots 115^\circ)$. Der Orthesenprüfstand wird in zwei Modi betrieben, welche die Messungen in Kapitel 9.3 und 9.4 ermöglichen:

1. **Modus 1:** In diesem Modus wird das Gelenk bei einer beliebigen Winkelstellung mechanisch fixiert, sodass der Drehmomentsensor (Typ: TS110, Nennmessbereich: 50 Nm, Genauigkeitsklasse: 0,1 %, Hersteller: ME-Meßsysteme GmbH) aktiv ist und das Unterstützungsdrehmoment gemessen werden kann.
2. **Modus 2:** In diesem Modus wird die Fixierung gelöst, um eine Rotation des künstlichen Kniegelenks über einen Winkelbereich von $\varphi_{OP} = -0,19 \dots 1,76 \text{ rad} (\hat{=} -11 \dots 101^\circ)$ zuzulassen. Es ist auch eine Gewichtzuladung (GZ) am Oberschenkel (OS) möglich. Damit kann das Antriebssystem auch unter mechanischer Last geprüft werden. Abbildung 9.1 rechts zeigt hierzu ein vereinfachtes Modell des mecha-

nischen Aufbaus. Das Momentengleichgewicht im Punkt G des künstlichen Kniegelenks ist dabei durch

$$\Theta_G \ddot{\varphi}_K = M_{K,Ist} - F_{GZ} l_{GZ} \sin(\varphi_K) - F_{OS} l_{OS} \sin(\varphi_K) \quad (9.1)$$

gegeben. F_{OS} ist die Gewichtskraft des Oberschenkels, bestehend aus der Oberschenkelhülle der Orthese, dem Oberschenkel des Orthesenprüfstands und des eingesetzten Antriebs. F_{GZ} definiert die Gewichtskraft der Zuladung und $M_{K,Ist}$ das durch den Antrieb generierte Unterstützungsdrehmoment. l_{OS} und l_{GZ} sind jeweils die Abstände zu den Kraftangriffspunkten, während Θ_G die Trägheit des Oberschenkels darstellt.

Zusätzlich zu dem Orthesenprüfstand wird die in Abbildung 8.9 dargestellte Elektronik genutzt, um die Sensorsignale einzulesen, zu verarbeiten und die Antriebe anzusteuern.

9.2.2 Regelung von TSA und PTSA

Die Orthesen sollen nach Kapitel 4.1 drehmomentgeregelt betrieben werden. Da eine einsetzbare Regelung zu diesem Zeitpunkt der Messungen noch nicht zur Verfügung steht, erfolgt die Charakterisierung des Antriebssystems mittels einer einfachen Positionsregelung des Stellmotors von TSA und PTSA (siehe Abbildung 9.2). Dies hat den Nachteil, dass die Messungen nur statisch oder mit eingeschränkter Dynamik durchgeführt werden können, um eine Schädigung der Funktionselemente des Antriebssystems zu verhindern. Für die Positionsregelung wird der interne PID-Regler der Motorsteuerungen genutzt. Dazu wird eine gewünschte Führungsgröße $\theta_{M,FG}$ vorgegeben, welche von der Regelung eingestellt wird.

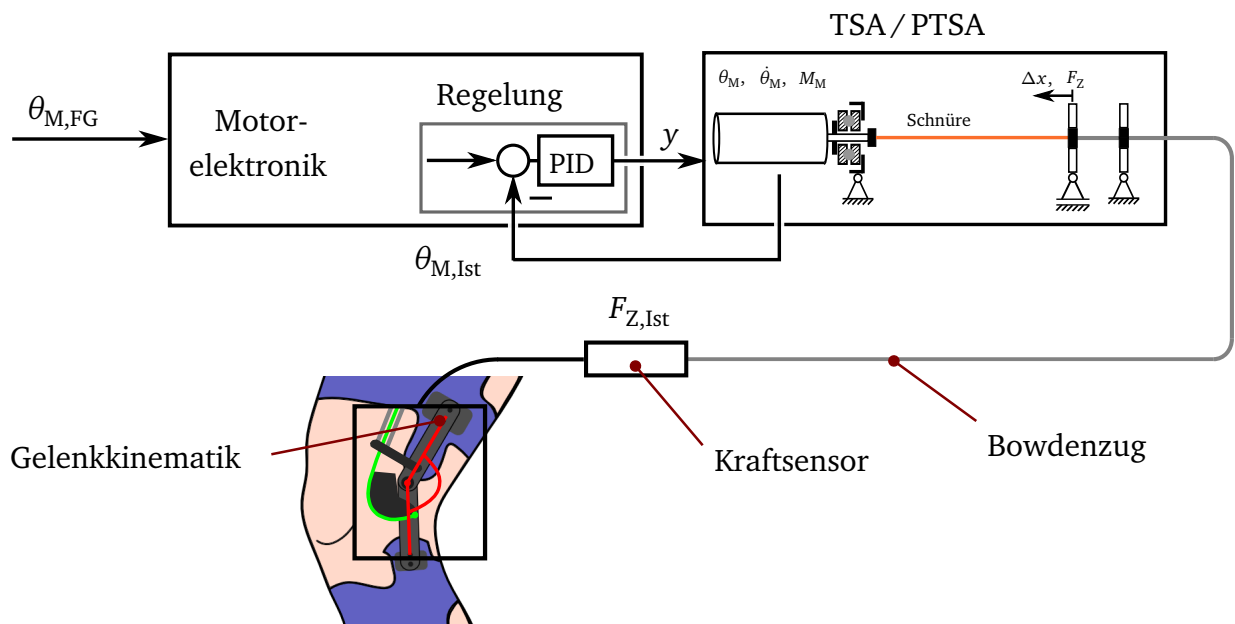


Abbildung 9.2: Positionsregelung des Antriebssystems

9.3 Charakterisierung der indirekten Drehmomentbestimmung

Ziel der Messung ist die Charakterisierung der indirekten Bestimmung des Unterstützungsdrehmoments, die durch Gleichung 4.1 definiert ist. Dazu wird das Kniegelenk bei maximaler Flexion des Orthesenprüfstands fixiert ($\varphi_K = 1,83 \text{ rad}$) und ein Verlauf der Führungsgröße $\theta_{M,FG}$ für TSA bzw. PTSA vorgegeben. Der Verlauf sieht die Rotation bis zu einem definierten Winkel $\theta_{M,FG} \gg 0$ (I. Phase), eine anschließende Verweildauer von $t_{VD} = 0,5 \text{ s}$ (II. Phase) und die abschließende Rotation zu $\theta_{M,FG} = 0$ vor (III. Phase). Simultan wird das indirekte Unterstützungsdrehmoment bestimmt und das erzeugte Drehmoment mit Hilfe des Referenzdrehmomentsensors (RS) gemessen. Abbildung 9.3 zeigt den Verlauf des Kniedrehmoments M_K , der Zugkraft F_Z und des Radius R_{KS} der Kurvenscheibe für die mediale (Med) und laterale (Lat) Seite des Orthesengelenks sowie für die Antriebsversion TSA (links) und PTSA (rechts). Bei den Kurvenverläufen handelt es sich um Mittelwerte aus $n_M = 7$ Einzelmessungen.

Aus Abbildung 9.3 ist eine Diskrepanz zwischen dem Referenzdrehmomentsensor (RS) und der indirekten Bestimmung des Kniedrehmoments (Sum) für TSA und PTSA zu erkennen. Diese beträgt in Phase II maximal $F_{M,TSA,max} = 9,9\%$ und $F_{M,PTSA,max} = 8,6\%$. Die Diskrepanz ist auf folgende Ursachen zurückzuführen:

- Die Bestimmung der Zugkraft $F_{Z,Ist}$ ist mit einer Messunsicherheit behaftet (siehe Kapitel 8.5).
- Die indirekte Bestimmung des Drehmoments erfolgt mit Hilfe der Größen $R_{KS}(\varphi_K)$ und $\varphi_N(\varphi_K)$. Die Verläufe stehen als Polynomapproximationen mit eingeschränkter Approximationsgenauigkeit zur Verfügung und sind damit ebenfalls eine Fehlerursache.
- Der Bowdenzug verläuft nicht exakt durch den Drehpunkt der Zughülle (siehe Lagerstelle B in Abbildung 4.10), da der Innendurchmesser des verwendeten PTFE-Liners größer ist als der Durchmesser des Innenzugs. Folglich hat der Bowdenzug einen anderen Berührungspunkt an der Kurvenscheibe als im Modell berechnet.
- Hinzu kommen Fertigungsungenauigkeiten in den Orthesengelenken und in der Kraftsensorik, die die Drehmomentbestimmung ebenfalls negativ beeinflussen.

Weiterhin ist in Abbildung 9.3 eine Diskrepanz zwischen den Verläufen des medialen und lateralen Orthesengelenks festzustellen, welche durch differente Längen des Bowdenzugs und der Ausgangslänge des Schnurgetriebes x_0 begründet ist und durch die Vorgabe eines identischen Rotationswinkels $\theta_{M,Soll}$ für das mediale und laterale Gelenk hervorgerufen wird.

Bei der statischen Prüfung der Festigkeit der einzelnen Funktionselemente des Antriebssystems tritt bei einem Unterstützungsdrehmoment von $M_{K,RS} = 37,5 \text{ Nm}$ eine Zerstörung der Schlittenführung des PTSA auf. Diese kann durch einfache technische Maßnahmen verhindert werden. Beim TSA ist bis zum untersuchten Unterstützungsdrehmoment von

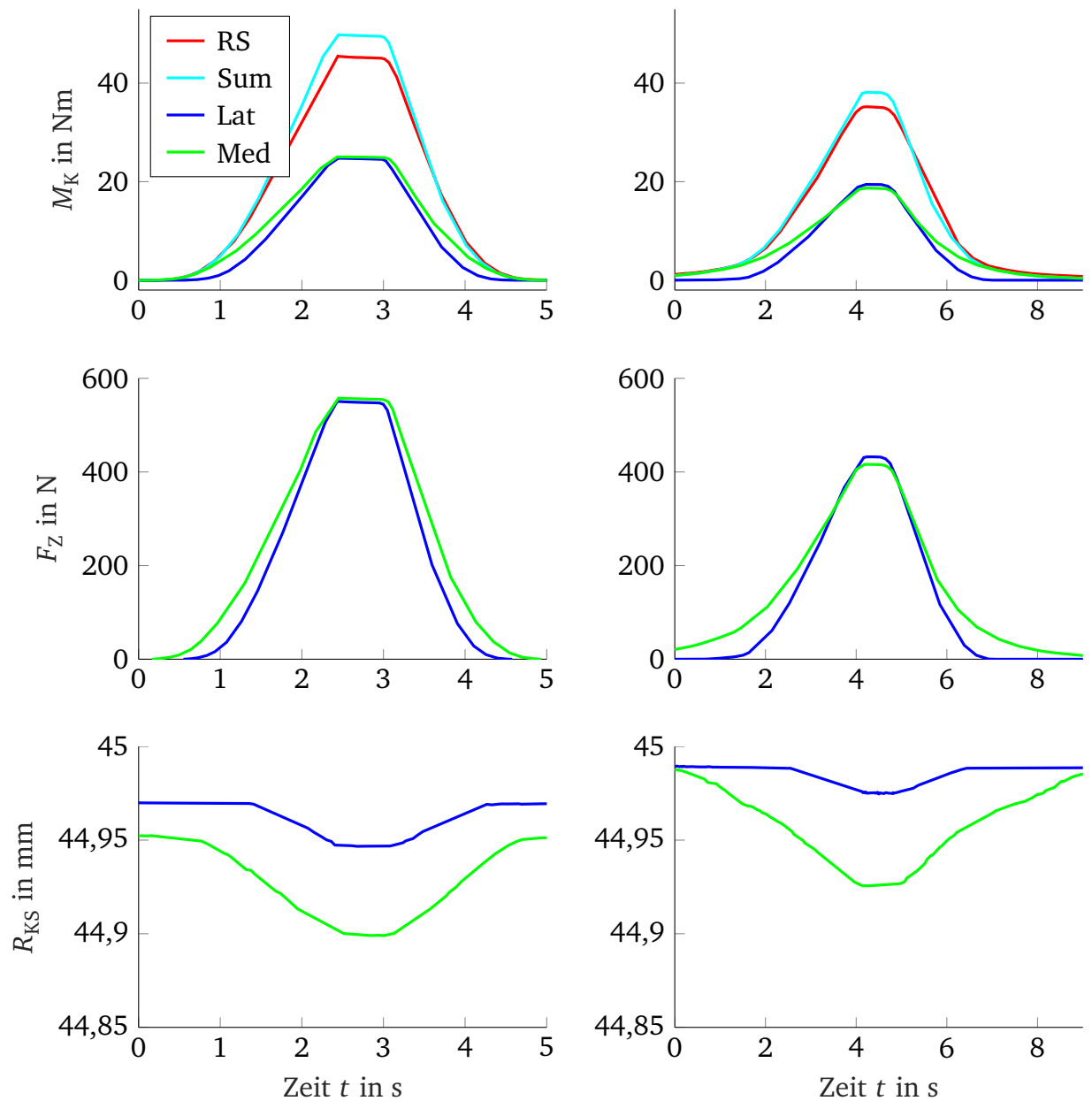


Abbildung 9.3: Statische Charakterisierung der Drehmomentmessung für TSA und PTSA bei $\varphi_K = 1,83$ rad. Dargestellt ist der Verlauf des Referenzdrehmomentsensors (RS), von lateraler (Lat) und medialer (Med) Drehmomentberechnung sowie der Summe der beiden Gelenkseiten (Sum).

Links: TSA mit 2. Orthesenkonfiguration (siehe Tabelle 8.1)

Rechts: PTSA (3. Orthesenkonfiguration)

$M_{K,RS} = 45$ Nm bei der 2. Orthesenkonfiguration (siehe Tabelle 8.1) kein Fehlverhalten festzustellen.

9.4 Dynamische Funktionsprüfung

Analog zu den Messungen im vorherigen Kapitel werden nun Messungen bei Aufhebung der mechanischen Gelenkfixierung und bei mechanischer Belastung durchgeführt. Dazu erfolgt eine Gewichtszuladung des Orthesenprüfstands (siehe rechts in Abbildung 9.1). Abbildung 9.4 zeigt exemplarisch die gemessenen Kenngrößen des PTSA bei der simulierten STS-Durchführung.

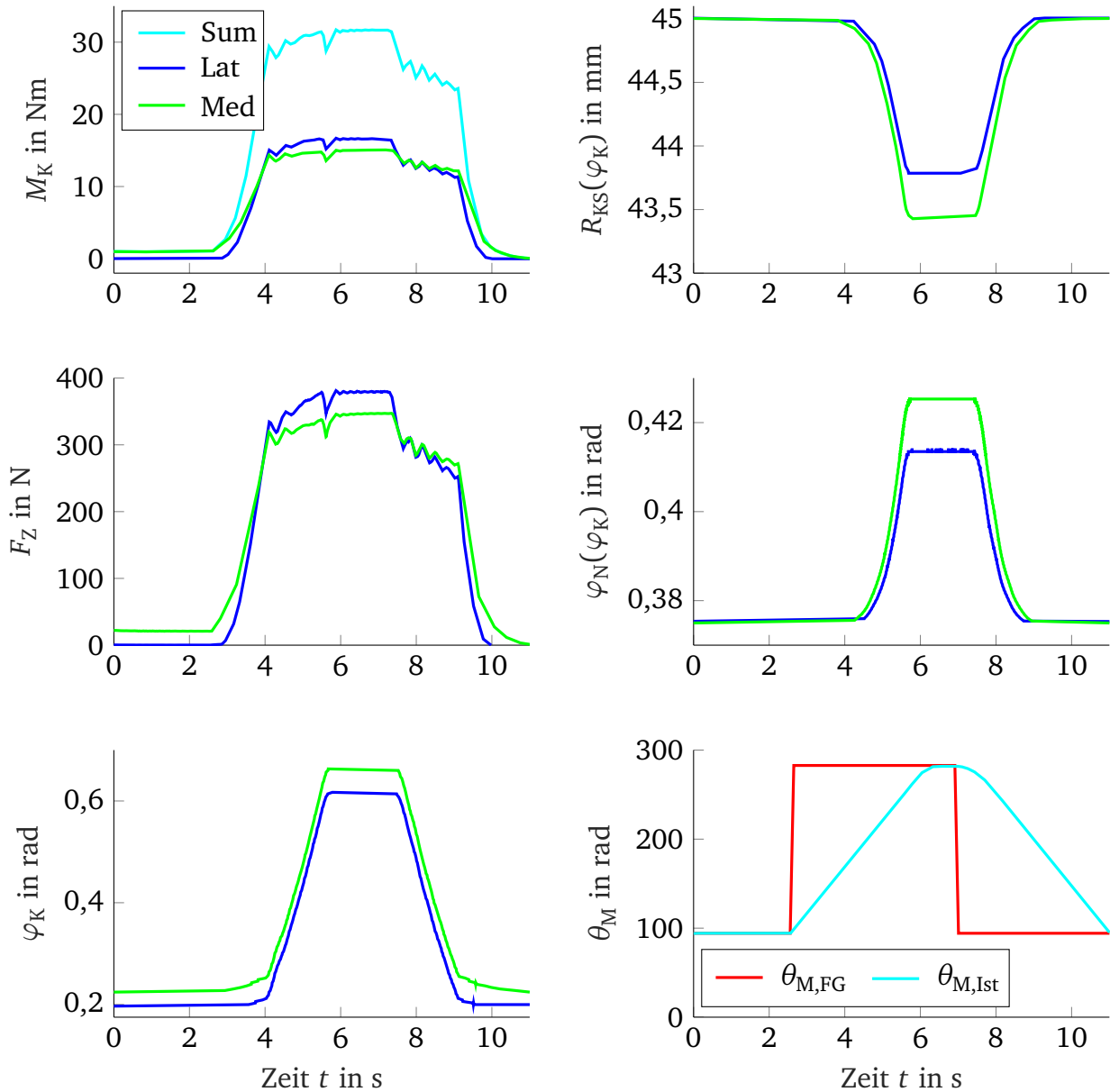


Abbildung 9.4: Exemplarische Darstellung der dynamischen Funktionsprüfung des PTSA bei Durchführung einer STS-Bewegung am Orthesenprüfstand

Der Messablauf erfolgt analog zu dem im vorherigen Kapitel und ist aus dem Verlauf des Rotationswinkels des PTSA $\theta_{M,Ist}$ in Abbildung 9.4 ersichtlich. Dabei ist auch zu sehen, dass die Messung bei einem Winkeloffset von $\theta_M \approx 100$ rad beginnt, was in der eingeschränkten Flexionsfähigkeit des Orthesenprüfstands begründet ist. Das maximal erzeugte

Drehmoment während der Verweildauer von $t_{VD} = 1,5 \text{ s}$ beträgt $M_{K,Sum} = 31,72 \text{ Nm}$.

Die Messung zeigt wie bereits in Abbildung 9.3 eine Diskrepanz zwischen medialem und lateralem Kniegelenk φ_K , die auch zu einer Diskrepanz beim Verlauf von R_{KS} und φ_N führt. Nichtsdestotrotz findet eine gleichmäßige Lastenverteilung auf medialer und lateraler Seite statt. Die Last kann bei Verwendung der 2. Orthesenkonfiguration individuell für beide Gelenke geregelt werden.

9.5 Einordnung in den Stand der Technik

Auf Grundlage der durchgeführten Messungen für die beiden Antriebsversionen lässt sich eine erreichte massebezogene Drehmomentdichte von $\rho_{TSA} = 31,2 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$ für die Antriebsversion des TSA und $\rho_{PTSA} = 38 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$ für die Antriebsversion des PTSA bestimmen. Dies entspricht nach Kapitel 4.1 und Anhang B den Erwartungen und ist eine Verdopplung der Drehmomentdichte gegenüber dem bisher eingesetzten SEA. Im Vergleich zum Stand der Technik bieten TSA und PTSA eine hohe Drehmomentdichte (siehe auch Abbildung 2.5). Ein ausführlicher Vergleich ist aber erst möglich, wenn auch die maximale Dynamik der Antriebe bestimmt worden ist.

9.6 Fazit

Kapitel 9 zeigt die Charakterisierung der realisierten Antriebe am Orthesenprüfstand. Dazu wird eine statische und dynamische Prüfung der Orthese in Form einer unterstützten STS-Bewegung durchgeführt.

Die statische Charakterisierung zeigt, dass ein Unterstützungsdrehmoment von 35 Nm beim PTSA und 45 Nm bei paralleler Verwendung von zwei TSA realisiert werden kann. Die Angaben werden dabei mit einem Referenzdrehmomentsensor gemessen und sind 16,7 % bzw. 50 % höher als die in Kapitel 4.3.4 geforderten 30 Nm. Dadurch kann, wenn benötigt, ein höheres Unterstützungsdrehmoment aufgebracht oder durch die Wahl der Orthesenkonfiguration (siehe Tabelle 8.1) die Unterstützungsleistung angepasst werden.

Die dynamische Funktionsprüfung erfolgt mit einer Positionsregelung der Antriebe und bei Verwendung einer hierfür entwickelten Versuchsumgebung. Die Untersuchungen zeigen, dass die geforderten Unterstützungsdrehmomente auch bei dynamischer Anwendung realisiert werden können. Eine ausführliche Prüfung der Orthese am Menschen und bei Verwendung einer Kraftregelung steht allerdings noch aus.

Die für den Einsatz vorgesehene indirekte Bestimmung des Unterstützungsdrehmoments nach Kapitel 4.2.5 zeigt eine maximale Abweichung von 9,9 % gegenüber der Angabe eines Referenzdrehmomentsensors. Dies muss bei Anwendung einer Drehmomentregelung des Antriebssystems berücksichtigt werden.



10 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Antriebskonzept für den Einsatz in einer aktiven Kniegelenk-Orthese erstellt, modelliert, umgesetzt und charakterisiert. Das Antriebssystem besteht aus einem Antrieb zur Krafterzeugung, einem Bowdenzug zur Kraftweiterleitung, einer Kurvenscheibe zur Kraftwandlung und einer Kraftsensorik zur Bestimmung der realisierten Zugkraft. Mittels der Kenngrößen der Kurvenscheibe und des Kraftsensors lässt sich das vom Antrieb generierte Unterstützungsdrehmoment bestimmen und als Rückführgröße für eine Drehmomentregelung nutzen. Die Realisierung des Antriebs erfolgt unter Anwendung von Leichtbaumethoden, um eine minimale Systemmasse sicherzustellen.

Der Antrieb sieht die Verwendung von HMPE-Schnüren als Ersatz für klassische Getriebe vor, um die mechanische Energie des verwendeten Motors umzuformen. Die Schnüre werden von dem Motor einseitig rotiert (*Twisted String Actuator*, TSA) und erzeugen eine Kontraktion des Getriebes sowie eine Zugkraft (rotatorisch-translatorisches Getriebe). Die Nutzung von HMPE-Schnüren bietet vor allem den Vorteil, dass eine hohe Gewichtsersparnis gegenüber klassischen Getrieben realisiert werden kann, die zu einer hohen gewichtsbezogenen Leistungs- und Drehmomentdichte des Antriebs führt. Nachteilig sind das nichtlineare Übertragungsverhalten des Getriebes und der Verschleiß der HMPE-Schnüre. Beides wird in der vorliegenden Arbeit charakterisiert, sodass eine Verwendung der Antriebe in der Kniegelenk-Orthese möglich ist. Weiterhin wird ein Ansatz zur Auslegung des Schnurgetriebes gezeigt, der die Wahl einzelner Getriebeparameter festlegt, um eine gewünschte Lebensdauer des Getriebes zu erreichen. Auf Grundlage der gewählten Getriebeparameter und der Ergebnisse aus der Charakterisierung des Antriebs lassen sich der Bowdenzug und die Kurvenscheibe bestimmen, sodass ein gewünschtes Übertragungsverhalten realisiert wird. Das Gesamtsystem wird an einem Orthesenprüfstand getestet und charakterisiert.

Im Folgenden werden die wichtigsten Erkenntnisse und Ergebnisse der Arbeit zusammengefasst und ein kurzer Ausblick auf weiterführende Arbeiten und weiteren Forschungsbedarf gegeben.

10.1 Zusammenfassung der Ergebnisse

Die folgenden Ergebnisse werden mit dieser Arbeit erzielt:

- Optimierte Leichtbauweise eines Antriebs für Orthesengelenke: Es werden zwei Leichtbauvarianten des Antriebs realisiert (TSA und PTSA). Die TSA-Variante wird bereits in vielen Anwendungen erfolgreich eingesetzt. Die zweite Variante sieht die achsparallele Anwendung des Schnurgetriebes vor (*Parallel Twisted String Actuator*, PTSA), um die Lebensdauer des Getriebes zu erhöhen und damit eine längere Betriebszeit des Gesamtsystems sicherzustellen. Beide Antriebe erreichen eine gewichtsbezogene Drehmomentdichte von $31,2 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$ beim TSA und $38 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$ beim PTSA

und entsprechen dabei mindestens einer Verdopplung der Dichte gegenüber dem bisher verwendeten seriell-elastischen Antrieb (SEA) mit $15,6 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$.

- Realisierung eines Ansatzes zur Selektion der Parameter des Schnurgetriebes von TSA und PTSA: Es wird ein Ansatz entwickelt, der die sequentielle Wahl der Getriebeparameter vorsieht, um eine hohe Lebensdauer des Getriebes zu gewährleisten. Hierzu wird die Kenntnis der Korrelation zwischen individueller Bruchspannung und der Lebensdauer einer Schnur sowie die Kenntnis der Einflüsse der Getriebeparameter auf die Lebensdauer identifiziert und genutzt. Die Erkenntnisse werden aus ausführlichen Untersuchungen der Lebensdauer verschiedener Schnüre abgeleitet. Der Ansatz lässt sich bei beliebigen Schnüren anwenden und ist somit die Basis für eine systematische Vorgehensweise bei der Auslegung des Getriebes.
- Charakterisierung des Übertragungsverhalten von TSA und PTSA: Für definierte Getriebeparameter von TSA und PTSA werden der kinematische Zusammenhang zwischen Rotation und der Kontraktion des Getriebes sowie die Übersetzung, der Wirkungsgrad und die Steifigkeit des Getriebes untersucht. Hierbei zeigen sich teils deutliche Unterschiede zwischen der Modellberechnung und den Messwerten, die bei der Auslegung des Antriebs berücksichtigt werden müssen. Weiterhin wird die Kraftverteilung auf parallele Schnurbündel beim PTSA untersucht. Auf Grundlage der Untersuchungen kann geschlossen werden, dass ein Angleichungsprozess der Kraftwirkung auf einzelne Schnurbündel über die gesamte Betriebszeit des Getriebes stattfindet, was einen simultanen Ausfall bei parallelen Schnurgetrieben verursacht.
- Umsetzung und Charakterisierung des Konzepts zur indirekten Bestimmung des Unterstützungsdrehmoments: Das Unterstützungsdrehmoment wird aus der Zugkraft des Antriebs und dem wirkenden Hebel an der Kurvenscheibe bei tangentialem Anliegen des Bowdenzugs berechnet. Dazu wird eine Kraftsensorik funktionsintegriert aufgebaut, welche Zugkräfte von mindestens 900 N je Gelenk messen kann. Der Hebel zur Drehachse des Kniegelenks berechnet sich aus dem Kniegelenkwinkel. Bei den durchgeführten Messungen kann eine maximale Messabweichung von 9,9 % bestimmt werden.

10.2 Ausblick

Im Laufe der Forschungsarbeiten haben sich weitere Fragestellungen ergeben, die einer Untersuchung bedürfen. Darüber hinaus sind im Rahmen des Projekts „Adaptive Kniegelenk-Orthese“ weiterführende Arbeiten durchzuführen, die im Folgenden aufgezeigt werden.

10.2.1 Weiterführung der Arbeit

Zur finalen dynamischen Charakterisierung des Gesamtsystems ist ein ausführlicher Test des Gesamtsystems am Probanden notwendig. Dieser Test konnte im Rahmen der Arbeit

nicht durchgeführt werden, da bisher keine einsatzfähige Drehmomentregelung des Gesamtsystems vorliegt. Ist diese vorhanden, so ist auch eine Charakterisierung des Systems hinsichtlich der dynamischen Grenzen bei der Unterstützung von Transferbewegungen und beim Gehen am Menschen möglich.

Die durchgeführten statischen Messungen am Orthesenprüfstand zeigen bei einem Unterstützungsdrehmoment von 37,5 Nm und bei Anwendung des PTSA, dass die Schlittenführung den wirkenden Kräften nicht standhalten kann. Kleine konstruktive Änderungen an der Schlittenführung können dabei zu einer weiteren Anhebung der Drehmomentdichte des PTSA führen und die Performance und Sicherheit des Systems erhöhen.

10.2.2 Weiterer Forschungsbedarf

Weiterer Forschungsbedarf besteht bei der Wahl der Schnüre für das Getriebe von TSA und PTSA. Im Rahmen dieser Arbeit werden verfügbare Schnüre untersucht, die hinsichtlich der Herstellung (d. h. der Konstruktion und Nachbehandlung) nicht mehr beeinflusst werden können. Ist eine Einflussnahme auf den Herstellungsprozess möglich, so können die Herstellungsparameter und damit auch wesentliche Eigenschaften einer Schnur gezielt beeinflusst und nach Wunsch angepasst werden. Hierzu können wiederum die Methoden der statistischen Versuchsplanung (*Design of Experiments*, DoE), welche bereits in dieser Arbeit angewendet werden, zum Einsatz kommen. Bei diesem Vorgehen kann eine Schnur hergestellt werden, die hinsichtlich der Eigenschaften für die Anwendung im Getriebe am besten geeignet ist. Dies bedarf der Kooperation mit einem Hersteller, der die Möglichkeit zur anforderungsgerechten Herstellung der Schnüre bietet und zusätzlich über unterschiedliche Fertigungs- und Bearbeitungstechnologien sowie Fachkompetenz und Interesse verfügt.

In dieser Arbeit werden nach einer ausführlichen Recherche zum Stand der Technik ausschließlich HMPE-Schnüre eingesetzt. Derzeit wird an vielen weiteren Materialien geforscht, die für die Anwendung von Interesse sein könnten. Hierzu gehört beispielsweise PBO (auch unter dem Namen Zylon[®] des japanischen Herstellers TOYOBO Co., Ltd. bekannt [242]). Des Weiteren bieten Fasern und Schnüre auf CNT-Basis hervorragende Eigenschaften [243], die für diese Anwendung untersucht werden müssten.

Im Rahmen der durchgeführten Lebensdaueruntersuchungen werden die Getriebeparameter bestimmt, die die Lebensdauer des Getriebes signifikant beeinflussen. Die Faktoren werden durch Untersuchungen in einem Screening-Versuchsplan identifiziert. Dieser Versuchsplan lässt keinen Aufschluss über Faktorwechselwirkungen oder auch die Linearität der Einflüsse zu. Hier können durch einen weiteren Versuchsplan mit den vier wichtigsten Einflussfaktoren aus Kapitel 6.6.3 und bei höherer Auflösung des Plans auch Wechselwirkungen zwischen den Faktoren und die Linearität der Einflüsse bestimmt werden. Die gewonnenen Erkenntnisse können ggf. den Ansatz zur Selektion einer Schnur für das Schnurgetriebe erweitern und so den Auswahlprozess vereinfachen.



Literaturverzeichnis

Referenzierte Literatur

- [1] GRÜNHEID, E. und SULAK, H. *Bevölkerungsentwicklung - Daten, Fakten, Trends zum demografischen Wandel*. Hrsg. von BUNDESINSTITUT FÜR BEVÖLKERUNGSFORSCHUNG. Wiesbaden, 2016.
- [2] LUEPONGSAK, N.; AMIN, S.; KREBS, D. E.; MCGIBBON, C. A. und FELSON, D. *The Contribution of Type of Daily Activity to Loading across the Hip and Knee Joints in the Elderly*. In: „Osteoarthritis and Cartilage“ 10.5 (2002), S. 353–359.
- [3] PETRELLA, J. K.; KIM, J.-S.; TUGGLE, S. C.; HALL, S. R. und BAMMAN, M. M. *Age Differences in Knee Extension Power, Contractile Velocity, and Fatigability*. In: „Journal of Applied Physiology“ 98.1 (2005), S. 211–220.
- [4] ALEXANDER, N. B.; SCHULTZ, A. B.; ASHTON-MILLER, J. A.; GROSS, M. und GIORDANI, B. *Muscle Strength and Rising from a Chair in Older Adults*. In: „Muscle & Nerve“ 20.S5 (1997), S. 56–59.
- [5] WHEELER, J.; WOODWARD, C.; UCOVICH, R. L.; PERRY, J. und WALKER, J. M. *Rising from a Chair. Influence of Age and Chair Design*. In: „Physical Therapy“ 65.1 (1985), S. 22–26.
- [6] GROSS, M. M.; STEVENSON, P. J.; CHARETTE, S. L.; PYKA, G. und MARCUS, R. *Effect of Muscle Strength and Movement Speed on the Biomechanics of Rising from a Chair in Healthy Elderly and Young Women*. In: „Gait & Posture“ 8.3 (1998), S. 175–185.
- [7] MIAN, O. S.; THOM, J. M.; NARICI, M. V. und BALZOPoulos, V. *Kinematics of Stair Descent in Young and Older Adults and the Impact of Exercise Training*. In: „Gait & Posture“ 25.1 (2007), S. 9–17.
- [8] NOVAK, A. C. *Biomechanical and Physical Requirements of Stair Negotiation with Respect to Aging and Stroke*. Dissertation. Queen's University, 2011.
- [9] REEVES, N. D.; SPANJAARD, M.; MOHAGHEGHI, A. A.; BALZOPoulos, V. und MAGANARIS, C. N. *The Demands of Stair Descent Relative to Maximum Capacities in Elderly and Young Adults*. In: „Journal of Electromyography and Kinesiology“ 18.2 (2008), S. 218–227.
- [10] DeVITA, P. und HORTOBAGYI, T. *Age Causes a Redistribution of Joint Torques and Powers during Gait*. In: „Journal of Applied Physiology“ 88.5 (2000), S. 1804–1811.
- [11] SAVELBERG, H. H. C. M.; FASTENAU, A.; WILLEMS, P. J. B. und MEIJER, K. *The Load/Capacity Ratio Affects the Sit-to-Stand Movement Strategy*. In: „Clinical Biomechanics“ 22.7 (2007), S. 805–812.
- [12] SAMUEL, D. und ROWE, P. J. *Effect of Ageing on Isometric Strength through Joint Range at Knee and Hip Joints in Three Age Groups of Older Adults*. In: „Gerontology“ 55.6 (2009), S. 621–629.

-
- [13] HORTOBÁGYI, T.; MIZELLE, C.; BEAM, S. und DeVITA, P. *Old Adults Perform Activities of Daily Living near Their Maximal Capabilities*. In: „The Journals of Gerontology. Series A, Biological Sciences and Medical Sciences“ 58.5 (2003), S. 453–460.
- [14] HIEBER, A.; MOLLENKOPF, H.; KLOÉ, U. und WAHL, H.-W. *Kontinuität Und Veränderung in Der Alltäglichen Mobilität Älterer Menschen*. Bd. 2. Köln: TÜV-Verlag, 2006.
- [15] MARTINS, M. M.; SANTOS, C. P.; FRIZERA-NETO, A. und CERES, R. *Assistive Mobility Devices Focusing on Smart Walkers: Classification and Review*. In: „Robotics and Autonomous Systems“ 60.4 (2012), S. 548–562.
- [16] DIN EN ISO 9999:2011-10, 2011. *Hilfsmittel für Menschen mit Behinderungen - Klassifikation und Terminologie*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [17] HERR, H. *Exoskeletons and Orthoses: Classification, Design Challenges and Future Directions*. In: „Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation“ 6.1 (2009), S. 21.
- [20] GRÜN, M. *Regelungstechnische Aspekte Bei Aktiven Knieorthesen Zur Mobilitätsunterstützung Älterer Menschen*. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, 2014.
- [21] DOLLAR, A. M. und HERR, H. *Active Orthoses for the Lower-Limbs: Challenges and State of the Art*. In: IEEE 10th International Conference on Rehabilitation Robotics (ICORR). Noordwijk, The Netherlands, 2007, S. 968–977.
- [22] DELLON, B. und MATSUOKA, Y. *Prosthetics, Exoskeletons, and Rehabilitation [Grand Challenges of Robotics]*. In: „IEEE Robotics Automation Magazine“ 14.1 (2007), S. 30–34.
- [23] DOLLAR, A. M. und HERR, H. *Lower Extremity Exoskeletons and Active Orthoses: Challenges and State-of-the-Art*. In: „IEEE Transactions on Robotics“ 24.1 (2008), S. 144–158.
- [24] MOHAMMED, S. und AMIRAT, Y. *Towards Intelligent Lower Limb Wearable Robots: Challenges and Perspectives - State of the Art*. In: 2008 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics. Bangkok, Thailand, 2009, S. 312–317.
- [25] LI, Z.; XIE, H.; LI, W. und YAO, Z. *Proceeding of Human Exoskeleton Technology and Discussions on Future Research*. In: „Chinese Journal of Mechanical Engineering“ 27.3 (2014), S. 437–447.
- [26] LI, N.; YAN, L.; QIAN, H.; WU, H.; WU, J. und MEN, S. *Review on Lower Extremity Exoskeleton Robot*. In: „The Open Automation and Control Systems Journal“ 7.1 (2015), S. 441–453.
- [27] CHEN, B.; MA, H.; QIN, L.-Y.; GAO, F.; CHAN, K.-M.; LAW, S.-W.; QIN, L. und LIAO, W.-H. *Recent Developments and Challenges of Lower Extremity Exoskeletons*. In: „Journal of Orthopaedic Translation“ 5 (2016). Special Issue: Orthopaedic Biomaterials and Devices, S. 26–37.
- [28] HUO, W.; MOHAMMED, S.; MORENO, J. C. und AMIRAT, Y. *Lower Limb Wearable Robots for Assistance and Rehabilitation: A State of the Art*. In: „IEEE Systems Journal“ 10.3 (2016), S. 1068–1081.

-
- [29] LOVRENOVIC, Z. und DOUMIT, M. *Review and Analysis of Recent Development of Lower Extremity Exoskeletons for Walking Assist*. In: „2016 IEEE EMBS International Student Conference (ISC)“. 2016, S. 1–4.
- [30] RUPAL, B. S.; SINGLA, A. und VIRK, G. S. *Lower Limb Exoskeletons: A Brief Review*. In: 22nd National Conference on Mechanical Engineering and Technology (COMET). Varanasi, India, 2016, S. 18–24.
- [31] CARPINO, G.; ACCOTO, D.; TAGLIAMONTE, N. L.; GHILARDI, G. und GUGLIELMELLI, E. *Lower Limb Wearable Robots for Physiological Gait Restoration: State of the Art and Motivations*. In: „Methodology & Education for Clinical Innovation“ 21.2 (2013), S. 72–80.
- [32] HONG, Y. W.; KING, Y.; YEO, W.; TING, C.; CHUAH, Y.; LEE, J. und CHOK, E.-T. *Lower Extremity Exoskeleton: Review and Challenges Surrounding the Technology and Its Role in Rehabilitation of Lower Limbs*. In: „Australian Journal of Basic and Applied Sciences“ 7.7 (2013), S. 520–524.
- [33] CHEN, G.; CHAN, C. K.; GUO, Z. und YU, H. *A Review of Lower Extremity Assistive Robotic Exoskeletons in Rehabilitation Therapy*. In: „Critical Reviews in Biomedical Engineering“ 41 (2013), S. 343–363.
- [34] DZAHIR, M. A. M. und YAMAMOTO, S. *Recent Trends in Lower-Limb Robotic Rehabilitation Orthosis: Control Scheme and Strategy for Pneumatic Muscle Actuated Gait Trainers*. In: „Robotics“ 3.2 (2014), S. 120–148.
- [35] FERRIS, D.; SAWICKI, G. und DOMINGO, A. *Powered Lower Limb Orthoses for Gait Rehabilitation*. In: „Topics in Spinal Cord Injury Rehabilitation“ 11.2 (2005), S. 34–49.
- [36] LOW, K. H. *Robot-Assisted Gait Rehabilitation: From Exoskeletons to Gait Systems*. In: „2011 Defense Science Research Conference and Expo (DSR)“. Singapore, 2011, S. 1–10.
- [37] SENANAYAKE, C. und SENANAYAKE, S. M. N. A. *Emerging Robotics Devices for Therapeutic Rehabilitation of the Lower Extremity*. In: „2009 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics“. Singapore, 2009, S. 1142–1147.
- [38] SINGLA, A.; DHAND, S. und VIRK, G. S. *A Brief Review on Human-Powered Lower-Limb Exoskeletons*. In: 22nd National Conference on Mechanical Engineering and Technology (COMET). Varanasi, India, 2016, S. 116–122.
- [39] YOUNG, A. und FERRIS, D. *State-of-the-Art and Future Directions for Robotic Lower Limb Exoskeletons*. In: „IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering“ 25.2 (2016), S. 171–182.
- [40] ASBECK, A. T.; ROSSI, S. M. M. D.; GALIANA, I.; DING, Y. und WALSH, C. J. *Stronger, Smarter, Softer: Next-Generation Wearable Robots*. In: „IEEE Robotics Automation Magazine“ 21.4 (2014), S. 22–33.

-
- [41] ANAM, K. und AL-JUMAILY, A. A. *Active Exoskeleton Control Systems: State of the Art*. In: „Procedia Engineering“. International Symposium on Robotics and Intelligent Sensors 2012 (IRIS 2012) 41 (2012), S. 988–994.
- [42] CASOLO, F.; CINQUEMANI, S. und COCETTA, M. *On Active Lower Limb Exoskeletons Actuators*. In: „2008 5th International Symposium on Mechatronics and Its Applications“. Amman, Jordan, 2008, S. 1–6.
- [43] DURFEE, W.; XIA, J. und HSIAO-WECKSLER, E. *Tiny Hydraulics for Powered Orthotics*. In: „2011 IEEE International Conference on Rehabilitation Robotics“. Zurich, Switzerland, 2011, S. 1–6.
- [44] HOLLERBACH, J. M.; HUNTER, I. W. und BALLANTYNE, J. *The Robotics Review 2*. Hrsg. von KHATIB, O.; CRAIG, J. J. und LOZANO-PÉREZ, T. Cambridge, MA, USA: MIT Press, 1992, S. 299–342.
- [45] DAVIS, S.; TSAGARAKIS, N.; CANDLER, J. und CALDWELL, D. G. *Enhanced Modelling and Performance in Braided Pneumatic Muscle Actuators*. In: „The International Journal of Robotics Research“ 22.3-4 (2003), S. 213–227.
- [46] YEH, T. J.; WU, M.-J.; LU, T.-J.; WU, F.-K. und HUANG, C.-R. *Control of McKibben Pneumatic Muscles for a Power-Assist, Lower-Limb Orthosis*. In: „Mechatronics“ 20.6 (2010), S. 686–697.
- [47] HOPPACH, E. und SCHLAACK, H. F. *Elektrische Kleinantriebe*. Skriptum. Technische Universität Darmstadt, 2016.
- [48] VDI 2127:1993-02, 1993. *Getriebetechnische Grundlagen - Begriffsbestimmungen der Getriebe*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [49] FRICKE, A.; GÜNZEL, D. und SCHAEFFER, T. *Bewegungstechnik: Berechnen von mechanischen Getrieben*. München: Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2015.
- [50] WILLIAMSON, M. M. *Series Elastic Actuators*. Masterarbeit. Massachusetts Institute of Technology, 1995.
- [51] PRATT, G. A. und WILLIAMSON, M. M. *Series Elastic Actuators*. In: „Proceedings 1995 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems“. Bd. 1. Pittsburgh, PA, USA, 1995, S. 399–406.
- [52] PRATT, J.; KRUPP, B. und MORSE, C. *Series Elastic Actuators for High Fidelity Force Control*. In: „Industrial Robot: An International Journal“ 29.3 (2002), S. 234–241.
- [53] ALEXANDER, R. M. *Elastic Mechanisms in Animal Movement*. Cambridge: Cambridge University Press, 1988.
- [54] KONG, K.; BAE, J. und TOMIZUKA, M. *A Compact Rotary Series Elastic Actuator for Knee Joint Assistive System*. In: „2010 IEEE International Conference on Robotics and Automation“. Anchorage, AK, USA, 2010, S. 2940–2945.
- [55] KONG, K.; BAE, J. und TOMIZUKA, M. *A Compact Rotary Series Elastic Actuator for Human Assistive Systems*. In: „IEEE/ASME Transactions on Mechatronics“ 17.2 (2012), S. 288–297.

-
- [56] PAINE, N.; OH, S. und SENTIS, L. *Design and Control Considerations for High-Performance Series Elastic Actuators*. In: „IEEE/ASME Transactions on Mechatronics“ 19.3 (2014), S. 1080–1091.
- [57] LAFFRANCHI, M.; TSAGARAKIS, N. und CALDWELL, D. G. *A Compact Compliant Actuator (CompAct) with Variable Physical Damping*. In: „2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation“. Shanghai, China, 2011, S. 4644–4650.
- [58] BACEK, T.; UNAL, R.; MOLTEDO, M.; JUNIUS, K.; CUYPERS, H.; VANDERBORGHT, B. und LEFEBER, D. *Conceptual Design of a Novel Variable Stiffness Actuator for Use in Lower Limb Exoskeletons*. In: „2015 IEEE International Conference on Rehabilitation Robotics (ICORR)“. Singapore, 2015, S. 583–588.
- [59] BARRETT, E.; FUMAGALLI, M. und CARLONI, R. *Elastic Energy Storage in Leaf Springs for a Lever-Arm Based Variable Stiffness Actuator*. In: „2016 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)“. Daejeon, South Korea, 2016, S. 537–542.
- [60] JUNIUS, K.; CHERELLE, P.; BRACKX, B.; GEEROMS, J.; SCHEPERS, T.; VANDERBORGHT, B. und LEFEBER, D. *On the Use of Adaptable Compliant Actuators in Prosthetics, Rehabilitation and Assistive Robotics*. In: „9th International Workshop on Robot Motion and Control“. Kuslin, Poland, 2013, S. 1–6.
- [61] EIBERGER, O.; HADDADIN, S.; WEIS, M.; ALBU-SCHÄFFER, A. und HIRZINGER, G. *On Joint Design with Intrinsic Variable Compliance: Derivation of the DLR QA-Joint*. In: „2010 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)“. Anchorage, Alaska, USA, 2010, S. 1687–1694.
- [62] FURNÉMONT, R.; MATHIJSSSEN, G.; HOEVEN, T. van der; BRACKX, B.; LEFEBER, D. und VANDERBORGHT, B. *Torsion MACCEPA: A Novel Compact Compliant Actuator Designed around the Drive Axis*. In: „2015 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)“. Seattle, WA, USA, 2015, S. 232–237.
- [63] JAFARI, A.; TSAGARAKIS, N. G. und CALDWELL, D. G. *AwAS-II: A New Actuator with Adjustable Stiffness Based on the Novel Principle of Adaptable Pivot Point and Variable Lever Ratio*. In: „2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)“. Shanghai, China, 2011, S. 4638–4643.
- [64] SCHIMMELS, J. M. und GARCES, D. R. *The Arched Flexure VSA: A Compact Variable Stiffness Actuator with Large Stiffness Range*. In: „2015 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)“. Seattle, WA, USA, 2015, S. 220–225.
- [65] TSAGARAKIS, N. G.; SARDELLITTI, I. und CALDWELL, D. G. *A New Variable Stiffness Actuator (CompAct-VSA): Design and Modelling*. In: „2011 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)“. San Francisco, CA, USA, 2011, S. 378–383.
- [66] HAM, R. V.; SUGAR, T. G.; VANDERBORGHT, B.; HOLLANDER, K. W. und LEFEBER, D. *Compliant Actuator Designs*. In: „IEEE Robotics Automation Magazine“ 16.3 (2009), S. 81–94.

-
- [67] VANDERBORGHT, B. et al. *Variable Impedance Actuators: A Review*. In: „Robotics and Autonomous Systems“ 61.12 (2013), S. 1601–1614.
- [68] CALANCA, A.; MURADORE, R. und FIORINI, P. *A Review of Algorithms for Compliant Control of Stiff and Fixed-Compliance Robots*. In: „IEEE/ASME Transactions on Mechatronics“ 21.2 (2016), S. 613–624.
- [71] BRACKX, B.; GEEROMS, J.; VANTILT, J.; GROSU, V.; JUNIUS, K.; CUYPERS, H.; VANDERBORGHT, B. und LEFEBER, D. *Design of a Modular Add-on Compliant Actuator to Convert an Orthosis into an Assistive Exoskeleton*. In: „5th IEEE RAS/EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics“. Sao Paulo, Brazil, 2014, S. 485–490.
- [72] JUNIUS, K.; BRACKX, B.; GROSU, V.; CUYPERS, H.; GEEROMS, J.; MOLTEDO, M.; VANDERBORGHT, B. und LEFEBER, D. *Mechatronic Design of a Sit-to-Stance Exoskeleton*. In: „5th IEEE RAS/EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics“. Sao Paulo, Brazil, 2014, S. 945–950.
- [73] CLAROS, M.; SOTO, R.; RODRÍGUEZ, J. J.; CANTÚ, C. und CONTRERAS-VIDAL, J. L. *Novel Compliant Actuator for Wearable Robotics Applications*. In: „2013 35th Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society (EMBC)“. Osaka, Japan, 2013, S. 2854–2857.
- [74] HUANG, T. H.; HUANG, H. P.; CHENG, C. A.; KUAN, J. Y.; LEE, P. T. und HUANG, S. Y. *Design of a New Hybrid Control and Knee Orthosis for Human Walking and Rehabilitation*. In: „2012 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)“. Vilamoura, Portugal, 2012, S. 3653–3658.
- [75] PRATT, J. E.; KRUPP, B. T.; MORSE, C. J. und COLLINS, S. H. *The RoboKnee: An Exoskeleton for Enhancing Strength and Endurance during Walking*. In: „2004 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)“. Bd. 3. New Orleans, LA, USA, USA, 2004, S. 2430–2435.
- [76] DOS SANTOS, W. M.; CAURIN, G. A. P. und SIQUEIRA, A. A. G. *Torque Control Characterization of a Rotary Series Elastic Actuator for Knee Rehabilitation*. In: „2013 16th International Conference on Advanced Robotics (ICAR)“. Montevideo, Uruguay, 2013, S. 1–6.
- [77] DOS SANTOS, W. M. und SIQUEIRA, A. A. G. *Robust Torque Control Based on H Criterion of an Active Knee Orthosis*. In: „5th IEEE RAS/EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics“. Sao Paulo, Brazil, 2014, S. 644–649.
- [78] SOUIT, C.; COELHO, D. S.; SZYLIT, M.; CAMARGO-JUNIOR, F.; JUNIOR, M. P. C. und FORNER-CORDERO, A. *Design of a Lower Limb Exoskeleton for Experimental Research on Gait Control*. In: „2016 6th IEEE International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics (BioRob)“. Singapore, 2016, S. 1098–1103.
- [79] YU, H.; CRUZ, M. S.; CHEN, G.; HUANG, S.; ZHU, C.; CHEW, E.; NG, Y. S. und THAKOR, N. V. *Mechanical Design of a Portable Knee-Ankle-Foot Robot*. In: „2013 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)“. Karlsruhe, Germany, 2013, S. 2183–2188.

-
- [80] YU, H.; HUANG, S.; CHEN, G.; PAN, Y. und GUO, Z. *Human-Robot Interaction Control of Rehabilitation Robots With Series Elastic Actuators*. In: „IEEE Transactions on Robotics“ 31.5 (2015), S. 1089–1100.
- [81] FLEISCHER, C. *Controlling Exoskeletons with EMG Signals and a Biomechanical Body Model*. Dissertation. Technische Universität Berlin, 2007.
- [82] CHEN, J. und LIAO, W. H. *Design and Testing of Assistive Knee Brace with Magnetorheological Actuator*. In: „2008 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics“. Bangkok, Thailand, 2009, S. 512–517.
- [83] CHEN, J. und LIAO, W. H. *Experimental Evaluation of an Assistive Knee Brace with Magnetorheological Actuator*. In: „2010 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics“. Tianjin, China, 2010, S. 1238–1243.
- [84] KARAVAS, N.; AJOUDANI, A.; TSAGARAKIS, N.; SAGLIA, J.; BICCHI, A. und CALDWELL, D. *Tele-Impedance Based Stiffness and Motion Augmentation for a Knee Exoskeleton Device*. In: „2013 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)“. Karlsruhe, Germany, 2013, S. 2194–2200.
- [85] HORST, R. W. und MARCUS, R. R. *FlexCVA: A Continuously Variable Actuator for Active Orthotics*. In: „2006 International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society (EMBC)“. New York, NY, USA, 2006, S. 2425–2428.
- [86] HORST, R. W. *A Bio-Robotic Leg Orthosis for Rehabilitation and Mobility Enhancement*. In: „2009 Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society (EMBC)“. Minneapolis, MN, USA, 2009, S. 5030–5033.
- [87] BEIL, J.; PERNER, G. und ASFOUR, T. *Design and Control of the Lower Limb Exoskeleton KIT-EXO-1*. In: „2015 IEEE International Conference on Rehabilitation Robotics (ICORR)“. Singapore, 2015, S. 119–124.
- [88] SHEPHERD, M. K. und ROUSE, E. J. *Design and Characterization of a Torque-Controllable Actuator for Knee Assistance during Sit-to-Stand*. In: „2016 38th Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society (EMBC)“. Orlando, FL, USA, 2016, S. 2228–2231.
- [89] KIM, J.-H.; SHIM, M.; AHN, D. H.; SON, B. J.; KIM, S.-Y.; KIM, D. Y.; BAEK, Y. S. und CHO, B.-K. *Design of a Knee Exoskeleton Using Foot Pressure and Knee Torque Sensors*. In: „International Journal of Advanced Robotic Systems“ 12.8 (2015), S. 112.
- [90] CESTARI, M.; SANZ-MERODIO, D.; AREVALO, J. C. und GARCIA, E. *An Adjustable Compliant Joint for Lower-Limb Exoskeletons*. In: „IEEE/ASME Transactions on Mechatronics“ 20.2 (2015), S. 889–898.
- [91] CENCIARINI, M. und DOLLAR, A. M. *Biomechanical Considerations in the Design of Lower Limb Exoskeletons*. In: „2011 IEEE International Conference on Rehabilitation Robotics (ICORR)“. Zurich, Switzerland, 2011, S. 1–6.
- [92] GALVEZ-ZUNIGA, M. A. und ACEVES-LOPEZ, A. *A Review on Compliant Joint Mechanisms for Lower Limb Exoskeletons*. In: „Journal of Robotics“ vol. 2016, Article ID 5751391 (2016), S. 1–9.

-
- [93] PONS, J. L. *Wearable Robots: Biomechatronic Exoskeletons*. West Sussex: John Wiley & Sons, 2008.
- [94] WISMANS, J.; VELDPAUS, F.; JANSSEN, J.; HUSON, A. und STRUBEN, P. *A Three-Dimensional Mathematical Model of the Knee-Joint*. In: „Journal of Biomechanics“ 13.8 (1980), S. 677–685.
- [95] O’CONNOR, J. J.; SHERCLIFF, T. L.; BIDEN, E. und GOODFELLOW, J. W. *The Geometry of the Knee in the Sagittal Plane*. In: „Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part H, Journal of Engineering in Medicine“ 203.4 (1989), S. 223–233.
- [96] BLANKEVOORT, L.; HUISKES, R. und de LANGE, A. *Helical Axes of Passive Knee Joint Motions*. In: „Journal of Biomechanics“ 23.12 (1990), S. 1219–1229.
- [97] SHEEHAN, F. T. *The Finite Helical Axis of the Knee Joint (a Non-Invasive in Vivo Study Using Fast-PC MRI)*. In: „Journal of Biomechanics“ 40.5 (2007), S. 1038–1047.
- [98] NIETERT, M. *Untersuchungen der Kinematik des menschlichen Kniegelenkes im Hinblick auf ihre Approximation in der Prothetik*. Dissertation. Technische Universität Berlin, 1975.
- [99] LIAO, Y.; ZHOU, Z. und WANG, Q. *BioKEX: A Bionic Knee Exoskeleton with Proxy-Based Sliding Mode Control*. In: „2015 IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT)“. Seville, Spain, 2015, S. 125–130.
- [100] BAI, K.; LEE, K. M.; LU, J. und YUAN, M. *Design of a Compliant Knee-Motion Actuator for Lower Extremity Exoskeletons*. In: „2016 IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)“. Banff, AB, Canada, 2016, S. 639–644.
- [101] AMIGO, L. E.; CASALS, A. und AMAT, J. *Design of a 3-DoF Joint System with Dynamic Servo-Adaptation in Orthotic Applications*. In: „2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)“. Shanghai, China, 2011, S. 3700–3705.
- [102] CHOI, B.; LEE, Y.; KIM, J.; LEE, M.; LEE, J.; ROH, S. g; CHOI, H.; KIM, Y. J. und CHOI, J. y. *A Self-Aligning Knee Joint for Walking Assistance Devices*. In: „2016 38th Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society (EMBC)“. Orlando, FL, USA, 2016, S. 2222–2227.
- [103] CAI, V. A. D.; BIDAUD, P.; HAYWARD, V.; GOSSELIN, F. und DESAILLY, E. *Self-Adjusting, Isostatic Exoskeleton for the Human Knee Joint*. In: „2011 Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society (EMBC)“. Boston, MA, USA, 2011, S. 612–618.
- [104] LYU, M.; CHEN, W.; DING, X.; WANG, J.; BAI, S. und REN, H. *Design of a Biologically Inspired Lower Limb Exoskeleton for Human Gait Rehabilitation*. In: „Review of Scientific Instruments“ 87.10 (2016), S. 104301-1–104301-13.
- [105] CELEBI, B.; YALCIN, M. und PATOGLU, V. *AssistOn-Knee: A Self-Aligning Knee Exoskeleton*. In: „2013 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)“. Tokyo, Japan, 2013, S. 996–1002.
- [106] JARRASSE, N. und MOREL, G. *A Methodology to Design Kinematics of Fixations between an Orthosis and a Human Member*. In: „2009 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)“. Singapore, 2009, S. 1958–1963.

-
- [107] STIENEN, A. H. A.; HEKMAN, E. E. G.; HELM, F. C. T. van der und VAN DER KOOIJ, H. *Self-Aligning Exoskeleton Axes Through Decoupling of Joint Rotations and Translations*. In: „IEEE Transactions on Robotics“ 25.3 (2009), S. 628–633.
- [108] JARRASSÉ, N. und MOREL, G. *A Formal Method for Avoiding Hyperstaticity When Connecting an Exoskeleton to a Human Member*. In: „2010 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)“. Anchorage, AK, USA, 2010, S. 1188–1195.
- [109] SCHIELE, A. und HELM, F. C. T. van der. *Kinematic Design to Improve Ergonomics in Human Machine Interaction*. In: „IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering“ 14.4 (2006), S. 456–469.
- [110] MCKENNA, H. A.; HEARLE, J. W. S. und O’HEAR, N. *Handbook of Fibre Rope Technology*. Woodhead Publishing Series in Textiles. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2004.
- [111] DIN EN ISO 1968:2005-08, 2005. *Faserseile und Tauwerk - Begriffe*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [112] HEARLE, J. W. S. *High-Performance Fibres*. Woodhead Publishing Series in Textiles. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2001.
- [113] LINKE, M. und NAST, E. *Festigkeitslehre für den Leichtbau: Ein Lehrbuch zur Technischen Mechanik*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2015.
- [114] ISSLER, L.; RUOSS, H. und HÄFELE, P. *Festigkeitslehre: Grundlagen*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2007.
- [115] VDI 2500:1990-04, 1990. *Faserseile: Beschreibung - Auswahl - Bemessung*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [116] BARGEL, H.-J. und SCHULZE, G. *Werkstoffkunde*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2013.
- [117] MARKUS, M. *Beitrag zur Treibfähigkeit von hochfesten synthetischen Faserseilen*. Dissertation. Technische Universität Chemnitz, 2011.
- [118] GIANOPOULOS, I. P. und BURGOYNE, C. J. *Creep and Strength Retention of Aramid Fibers*. In: „Journal of Applied Polymer Science“ 126.1 (2012), S. 91–103.
- [119] CHERIF, C. *Textile Werkstoffe für den Leichtbau*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2011.
- [120] HORROCKS, A. R.; ANAND, S. und ANAND, S. *Handbook of Technical Textiles*. Woodhead Publishing Series in Textiles. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2000.
- [121] ELIAS, H.-G. *Makromoleküle: Band 3: Industrielle Polymere und Synthesen*. ELIAS Makromoleküle. Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2009.
- [122] ALAGIRUSAMY, R. und DAS, A. *Technical Textile Yarns*. Woodhead Publishing Series in Textiles. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2010.

-
- [123] BARRY CORDAGE LTD. *Technical Properties of Synthetic Fibres*, Document-Nr. 080315E. 2012. URL: <https://www.barry.ca/pages/technical-publications> (abgerufen am 24.10.2016).
- [124] GEO. GLEISTEIN & SOHN GMBH. *Technische Daten Chemiefasern*. URL: <http://www.gleistein.com/de-technische-daten-chemiefasern> (abgerufen am 24.10.2016).
- [125] KRUMMER, A. *System for moving bodies towards and away from each other*. US 2027386 A. 1933.
- [126] JACOBSEN, S. C. *Rotary-to-linear and linear-to-rotary motion converters*. US 3864983 A. 1974.
- [127] KREMER, S. R. *Twisted cord actuator*. US 4843921 A. 1988.
- [128] SUZUKI, M. und AKIBA, A. *Strand-Muscle Robotic Joint Actuators*. In: „Proceedings of 15th Robotics Society of Japan (RSJ) Annual Conference“. 1997, S. 1057–1058.
- [129] PALLI, G.; NATALE, C.; MAY, C.; MELCHIORRI, C. und WURTZ, T. *Modeling and Control of the Twisted String Actuation System*. In: „IEEE/ASME Transactions on Mechatronics“ 18.2 (2013), S. 664–673.
- [130] SHIN, Y. J.; LEE, H. J.; KIM, K. S. und KIM, S. *A Robot Finger Design Using a Dual-Mode Twisting Mechanism to Achieve High-Speed Motion and Large Grasping Force*. In: „IEEE Transactions on Robotics“ 28.6 (2012), S. 1398–1405.
- [131] JEONG, S. H.; KIM, K. S. und KIM, S. *Development of a Robotic Finger with an Active Dual-Mode Twisting Actuation and a Miniature Tendons Tension Sensor*. In: „2016 IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)“. Banff, AB, Canada, 2016, S. 1–6.
- [132] PARK, J.; KIM, J. H.; KIM, K. S. und KIM, S. *Design and Control of Antagonistic Robot Joint with Twisted String Actuators*. In: „2016 13th International Conference on Ubiquitous Robots and Ambient Intelligence (URAI)“. Xi'an, China, 2016, S. 563–565.
- [133] POPOV, D.; GAPONOV, I. und RYU, J. H. *Bidirectional Elbow Exoskeleton Based on Twisted-String Actuators*. In: „2013 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)“. Tokyo, Japan, 2013, S. 5853–5858.
- [134] POPOV, D.; GAPONOV, I. und RYU, J. H. *A Preliminary Study on a Twisted Strings-Based Elbow Exoskeleton*. In: „World Haptics Conference (WHC)“. Daejeon, South Korea, 2013, S. 479–484.
- [135] PARK, I. W. und SUNSPIRAL, V. *Impedance Controlled Twisted String Actuators for Tensegrity Robots*. In: „2014 14th International Conference on Control, Automation and Systems (ICCAS)“. Seoul, South Korea, 2014, S. 1331–1338.
- [136] INOUE, T.; YAMAMOTO, S.; MIYATA, R. und HIRAI, S. *Robotic Joint Design by Agonist and Antagonist Arrangement with Twisting Small-Diameter Round-Belts*. In: „2015 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)“. Hamburg, Germany, 2015, S. 1751–1756.

-
- [137] WÜRTZ, T.; MAY, C.; HOLZ, B.; NATALE, C.; PALLI, G. und MELCHIORRI, C. *The Twisted String Actuation System: Modeling and Control*. In: „2010 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)“. Montreal, QC, Canada, Canada, 2010, S. 1215–1220.
- [138] KORNBLUH, R.; KERNBAUM, A.; LOW, T.; WITHERSPOON, K.; MCCOY, B.; ZIEMBA, A.; BIRKMEYER, P. und MAHONEY, R. *Twisted String Actuators for an Exosuit System*. US 20160101516 A1. 2015.
- [139] MARINOV, B. *SRI Robotics Super Flex Exosuit*. 2016. URL: <http://exoskeletonreport.com/2016/04/sri-robotics-super-flex-exosuit/> (abgerufen am 26.01.2017).
- [140] SUZUKI, M. *Complex and Flexible Robot Motions by Strand-Muscle Actuators*. In: „Climbing and Walking Robots: towards New Applications“. Hrsg. von ZHANG, H. 2007, S. 257–282.
- [141] GODLER, I. und SONODA, T. *A Five Fingered Robotic Hand Prototype by Using Twist Drive*. In: „41st International Symposium on Robotics (ISR) and 6th German Conference on Robotics (ROBOTIK)“. Munich, Germany, 2010, S. 1–6.
- [142] GODLER, I. und SONODA, T. *Performance Evaluation of Twisted Strings Driven Robotic Finger*. In: „2011 8th International Conference on Ubiquitous Robots and Ambient Intelligence (URAI)“. Incheon, South Korea, 2011, S. 542–547.
- [143] CHENG, M. H.; JIANG, L.; MOU, Q.; WHEELER, S.; BANTA, L.; SHISHEIE, R. und BAKHOUM, E. *Design, Fabrication, and Control of Twisted Actuated Robotic Device*. In: „2016 American Control Conference (ACC)“. Boston, MA, USA, 2016, S. 1215–1220.
- [144] SHISHEIE, R.; JIANG, L.; BANTA, L. und CHENG, M. *Modeling and Control of a Bidirectional Twisted-String Actuation for an Upper Arm Robotic Device*. In: „2015 American Control Conference (ACC)“. Chicago, IL, USA, 2015, S. 5794–5799.
- [145] ROST, A. *Untersuchung von Antrieben Mit Kunststoff-Faserseilen Für Den Einsatz in Leichtbau-Gelenkarmrobotern*. Dissertation. Universität Stuttgart, 2013.
- [146] POPOV, D.; GAPONOV, I. und RYU, J. H. *A Study on Twisted String Actuation Systems: Mathematical Model and Its Experimental Evaluation*. In: „2012 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)“. Vilamoura, Portugal, 2012, S. 1245–1250.
- [147] GAPONOV, I.; POPOV, D. und RYU, J. H. *Twisted String Actuation Systems: A Study of the Mathematical Model and a Comparison of Twisted Strings*. In: „IEEE/ASME Transactions on Mechatronics“ 19.4 (2014), S. 1331–1342.
- [148] GUZEK, J. J.; PETERSEN, C.; CONSTANTIN, S. und LIPSON, H. *Mini Twist: A Study of Long-Range Linear Drive by String Twisting*. In: „Journal of Mechanisms and Robotics“ 4.1 (2012), S. 014501-1–014501-7.

-
- [149] LEI, J.; YUEJUAN, L. und DONGYANG, D. *Adaptive Control of Twisted String System for Arm Rehabilitation Robot*. In: „2014 International Conference on Information Science, Electronics and Electrical Engineering (ISEEE)“. Bd. 3. 2014, S. 1855–1859.
- [150] TAVAKOLI, M.; BATISTA, R. und NETO, P. *A Compact Two-Phase Twisted String Actuation System: Modeling and Validation*. In: „Mechanism and Machine Theory“ 101 (2016), S. 23–35.
- [151] SALISBURY, J.; TOWNSEND, W.; DiPIETRO, D. und EBERMAN, B. *Compact Cable Transmission with Cable Differential*. US 5046375 A. 1989.
- [152] STAAB, H. *Aktor*. DE200610012431. 2006.
- [153] STAAB, H.; SONNENBURG, A. und HIEGER, C. *The DOHELIX-Muscle: A Novel Technical Muscle for Bionic Robots and Actuating Drive Applications*. In: „2007 IEEE International Conference on Automation Science and Engineering“. Scottsdale, AZ, USA, 2007, S. 306–311.
- [154] STAAB, H. und SONNENBURG, A. *Studies and Guidelines on the Design of the DOHELIX Technical Muscle*. In: „Proceedings of the 13th IASTED International Conference on Robotics and Applications“. RA '07. Würzburg, Germany: ACTA Press, 2007, S. 82–87.
- [156] SULZER, J. S.; ROIZ, R. A.; PESHKIN, M. A. und PATTON, J. L. *A Highly Backdrivable, Lightweight Knee Actuator for Investigating Gait in Stroke*. In: „IEEE Transactions on Robotics“ 25.3 (2009), S. 539–548.
- [157] NODA, T.; TERAMAE, T.; UGURLU, B. und MORIMOTO, J. *Development of an Upper Limb Exoskeleton Powered via Pneumatic Electric Hybrid Actuators with Bowden Cable*. In: „2014 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)“. Chicago, IL, USA, 2014, S. 3573–3578.
- [158] CAPPELLO, L.; BINH, D. K.; YEN, S.-C. und MASIA, L. *Design and Preliminary Characterization of a Soft Wearable Exoskeleton for Upper Limb*. In: „2016 6th IEEE International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics (BioRob)“. Singapore, 2016, S. 623–630.
- [159] JACKSON, S.; ELLIS, L.; LUI, C.; MOLLOY, P.; PATERSON, K.; CHANDRAPAL, M. und CHEN, X. Q. *Development of an Active Powered Biped Lower Limb Exoskeleton*. In: „2014 IEEE International Conference on Automation Science and Engineering (CASE)“. Taipei, Taiwan, 2014, S. 990–995.
- [160] SONODA, T. und GODLER, I. *Multi-Fingered Robotic Hand Employing Strings Transmission Named Twist Drive*. In: „2010 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)“. Taipei, Taiwan, 2010, S. 2733–2738.
- [162] HARDY, M. M. *Geometric Transformation for Double Helical Wire Rods*. Masterarbeit. University of Hawaii, 2004.

-
- [163] UOZUMI, S.; SHIMIZU, S.; MATSUNAGA, T.; NAKANO, T. und OHNISHI, K. *Verification of Twist Drive System and Its Application to Haptic Robot Hand*. In: „2015 IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT)“. Seville, Spain, 2015, S. 553–558.
- [164] POPOV, D.; GAPONOV, I. und RYU, J. H. *Towards Variable Stiffness Control of Antagonistic Twisted String Actuators*. In: „2014 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems“. Chicago, IL, USA, 2014, S. 2789–2794.
- [165] SINGH, H.; POPOV, D.; GAPONOV, I. und RYU, J. H. *Passively Adjustable Gear Based on Twisted String Actuator: Concept, Model and Evaluation*. In: „2015 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)“. Seattle, WA, USA, 2015, S. 238–243.
- [166] CHEN, L.; WANG, X. und XU, W. L. *Inverse Transmission Model and Compensation Control of a Single-Tendon-Sheath Actuator*. In: „IEEE Transactions on Industrial Electronics“ 61.3 (2014), S. 1424–1433.
- [167] PALLI, G.; BORGHESEAN, G. und MELCHIORRI, C. *Modeling, Identification, and Control of Tendon-Based Actuation Systems*. In: „IEEE Transactions on Robotics“ 28.2 (2012), S. 277–290.
- [168] JUNG, Y. und BAE, J. *Simulation Analysis on Friction Compensation of a Double Tendon-Sheath Actuation System*. In: „2016 13th International Conference on Ubiquitous Robots and Ambient Intelligence (URAI)“. Xi'an, China, 2016, S. 510–514.
- [169] GROSS, D.; HAUGER, W.; SCHRÖDER, J. und WALL, W. A. *Technische Mechanik 1: Statik*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2016.
- [170] GROSS, D.; HAUGER, W.; SCHRÖDER, J. und WALL, W. A. *Technische Mechanik 2: Elastostatik*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2009.
- [171] VICON. *Plug-in Gait Model Details*. URL: <http://www.vicon.com/downloads/documentation/vicon-documentation/plugin-gait-model-details> (abgerufen am 22. 11. 2016).
- [172] DAVIS III, R. B.; ÖUNPUU, S.; TYBURSKI, D. und GAGE, J. R. *A Gait Analysis Data Collection and Reduction Technique*. In: „Human Movement Science“ 10.5 (1991), S. 575–587.
- [173] KADABA, M. P.; RAMAKRISHNAN, H. K. und WOOTTEN, M. E. *Measurement of Lower Extremity Kinematics during Level Walking*. In: „Journal of Orthopaedic Research: Official Publication of the Orthopaedic Research Society“ 8.3 (1990), S. 383–392.
- [174] YOSHIOKA, S.; NAGANO, A.; HAY, D. C. und FUKASHIRO, S. *Biomechanical Analysis of the Relation between Movement Time and Joint Moment Development during a Sit-to-Stand Task*. In: „BioMedical Engineering OnLine“ 8.1 (2009), S. 27.
- [175] SCHENKMAN, M.; RILEY, P. und PIEPER, C. *Sit to Stand from Progressively Lower Seat Heights — Alterations in Angular Velocity*. In: „Clinical Biomechanics“ 11.3 (1996), S. 153–158.

-
- [176] SCHENKMAN, M.; BERGER, R. A.; RILEY, P. O.; MANN, R. W. und HODGE, W. A. *Whole-Body Movements during Rising to Standing from Sitting*. In: „Physical Therapy“ 70.10 (1990), S. 638–651.
- [177] BURDETT, R. G.; HABASEVICH, R.; PISCIOTTA, J. und SIMON, S. R. *Biomechanical Comparison of Rising from Two Types of Chairs*. In: „Physical Therapy“ 65.8 (1985), S. 1177–1183.
- [178] KNUDSON, D. *Fundamentals of Biomechanics*. New York: Springer Science + Business Media, 2007.
- [179] YOSHIOKA, S.; NAGANO, A.; HIMENO, R. und FUKASHIRO, S. *Computation of the Kinematics and the Minimum Peak Joint Moments of Sit-to-Stand Movements*. In: „Bio-Medical Engineering OnLine“ 6.1 (2007), S. 26.
- [180] DOORENBOSCH, C. A.; HARLAAR, J.; ROEBROECK, M. E. und LANKHORST, G. J. *Two Strategies of Transferring from Sit-to-Stand; the Activation of Monoarticular and Biarticular Muscles*. In: „Journal of Biomechanics“ 27.11 (1994), S. 1299–1307.
- [181] KOTAKE, T.; DOHI, N.; KAJIWARA, T.; SUMI, N.; KOYAMA, Y. und MIURA, T. *An Analysis of Sit-to-Stand Movements*. In: „Archives of Physical Medicine and Rehabilitation“ 74.10 (1993), S. 1095–1099.
- [182] MAK, M. K. Y.; LEVIN, O.; MIZRAHI, J. und HUI-CHAN, C. W. Y. *Joint Torques during Sit-to-Stand in Healthy Subjects and People with Parkinson's Disease*. In: „Clinical Biomechanics“ 18.3 (2003), S. 197–206.
- [183] KHEMLANI, M. M.; CARR, J. H. und CROSBIE, W. J. *Muscle Synergies and Joint Linkages in Sit-to-Stand under Two Initial Foot Positions*. In: „Clinical Biomechanics“ 14.4 (1999), S. 236–246.
- [184] NUZIK, S.; LAMB, R.; VANSANT, A. und HIRT, S. *Sit-to-Stand Movement Pattern. A Kinematic Study*. In: „Physical Therapy“ 66.11 (1986), S. 1708–1713.
- [185] JANSSEN, W. G.; BUSSMANN, H. B. und STAM, H. J. *Determinants of the Sit-to-Stand Movement: A Review*. In: „Physical Therapy“ 82.9 (2002), S. 866–879.
- [186] NADEAU, S.; MCFADYEN, B. J. und MALOUIN, F. *Frontal and Sagittal Plane Analyses of the Stair Climbing Task in Healthy Adults Aged over 40 Years: What Are the Challenges Compared to Level Walking?* In: „Clinical Biomechanics“ 18.10 (2003), S. 950–959.
- [187] PROTOPAPADAKI, A.; DRECHSLER, W. I.; CRAMP, M. C.; COUTTS, F. J. und SCOTT, O. M. *Hip, Knee, Ankle Kinematics and Kinetics during Stair Ascent and Descent in Healthy Young Individuals*. In: „Clinical Biomechanics“ 22.2 (2007), S. 203–210.
- [188] COSTIGAN, P. A.; DELUZIO, K. J. und WYSS, U. P. *Knee and Hip Kinetics during Normal Stair Climbing*. In: „Gait & Posture“ 16.1 (2002), S. 31–37.
- [189] ANDRIACCHI, T. P.; ANDERSSON, G. B.; FERMIER, R. W.; STERN, D. und GALANTE, J. O. *A Study of Lower-Limb Mechanics during Stair-Climbing*. In: „The Journal of Bone and Joint Surgery“ 62.5 (1980), S. 749–757.

-
- [190] RIENER, R.; RABUFFETTI, M. und FRIGO, C. *Stair Ascent and Descent at Different Inclinations*. In: „Gait & Posture“ 15.1 (2002), S. 32–44.
- [191] SILVA, D. d. O.; THOMÉ, D. C.; FERREIRA, A. S.; ARAGÃO, F. A.; SILVA, D. d. O.; THOMÉ, D. C.; FERREIRA, A. S. und ARAGÃO, F. A. *Correlation between Vertical Ground Reaction Force and Knee Angular Velocity of Young and Elderly Individuals during Stair Descent*. In: „Revista Brasileira de Geriatria e Gerontologia“ 18.3 (2015), S. 567–576.
- [192] MARKOVICH, G.; RILEY, P.; KREBS, D.; MANN, R. und HODGE, W. *Biomechanical Analysis of Knee Motion upon Stair Ascent and Descent*. In: „Journal of Biomechanics“ 23.7 (1990), S. 725.
- [193] SPANJAARD, M.; REEVES, N. D.; van DIEËN, J. H.; BALTZOPOULOS, V. und MAGANARIS, C. N. *Lower-Limb Biomechanics during Stair Descent: Influence of Step-Height and Body Mass*. In: „The Journal of Experimental Biology“ 211.9 (2008), S. 1368–1375.
- [194] WINTER, D. A. *The Biomechanics and Motor Control of Human Gait*. University of Waterloo Press, 1987.
- [195] JEVSEVAR, D. S.; RILEY, P. O.; HODGE, W. A. und KREBS, D. E. *Knee Kinematics and Kinetics during Locomotor Activities of Daily Living in Subjects with Knee Arthroplasty and in Healthy Control Subjects*. In: „Physical Therapy“ 73.4 (1993), S. 229–242.
- [196] YALI, H. und XINGSONG, W. *Biomechanics Study of Human Lower Limb Walking: Implication for Design of Power-Assisted Robot*. In: „2010 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)“. Taipei, Taiwan, 2010, S. 3398–3403.
- [197] CHAO, E. Y.; LAUGHMAN, R. K.; SCHNEIDER, E. und STAUFFER, R. N. *Normative Data of Knee Joint Motion and Ground Reaction Forces in Adult Level Walking*. In: „Journal of Biomechanics“ 16.3 (1983), S. 219–233.
- [198] KUSTER, M.; SAKURAI, S. und WOOD, G. A. *Kinematic and Kinetic Comparison of Downhill and Level Walking*. In: „Clinical Biomechanics“ 10.2 (1995), S. 79–84.
- [199] KIRTLEY, C.; WHITTLE, M. W. und JEFFERSON, R. J. *Influence of Walking Speed on Gait Parameters*. In: „Journal of Biomedical Engineering“ 7.4 (1985), S. 282–288.
- [200] POLETTO, P. R.; SANTOS, H. H.; SALVINI, T. F.; COURY, H. und HANSSON, G. A. *Peak Torque and Knee Kinematics during Gait after Eccentric Isokinetic Training of Quadriceps in Healthy Subjects*. In: „Brazilian Journal of Physical Therapy“ 12.4 (2008), S. 331–337.
- [201] DALL, P. M. und KERR, A. *Frequency of the Sit to Stand Task: An Observational Study of Free-Living Adults*. In: „Applied Ergonomics“ 41.1 (2010), S. 58–61.
- [202] MCLEOD, P. C.; KETTELKAMP, D. B.; SRINIVASAN, V. und HENDERSON, O. L. *Measurements of Repetitive Activities of the Knee*. In: „Journal of Biomechanics“ 8.6 (1975), S. 369–373.
- [203] STEVENS, J.; KEIL, J. E.; WAID, L. R. und GAZES, P. C. *Accuracy of Current, 4-Year, and 28-Year Self-Reported Body Weight in an Elderly Population*. In: „American Journal of Epidemiology“ 132.6 (1990), S. 1156–1163.
-

-
- [204] DEY, D. K.; ROTHENBERG, E.; SUNDH, V.; BOSAEUS, I. und STEEN, B. *Height and Body Weight in the Elderly. I. A 25-Year Longitudinal Study of a Population Aged 70 to 95 Years*. In: „European Journal of Clinical Nutrition“ 53.12 (1999), S. 905–914.
- [205] HUGHES, V. A.; FRONTERA, W. R.; ROUBENOFF, R.; EVANS, W. J. und SINGH, M. A. F. *Longitudinal Changes in Body Composition in Older Men and Women: Role of Body Weight Change and Physical Activity*. In: „The American Journal of Clinical Nutrition“ 76.2 (2002), S. 473–481.
- [206] WINTER, D. A. *Biomechanics and Motor Control of Human Movement*. Hoboken: John Wiley & Sons, 2009.
- [207] JOINT COMMITTEE FOR GUIDES IN METROLOGY (JCGM). *100:2008 Evaluation of measurement data - Guide to the expression of uncertainty in measurement*.
- [208] DIN EN ISO 2307:2011-01. *Faserseile - Bestimmung einiger physikalischer und mechanischer Eigenschaften*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [209] BUNSELL, A. R. *Handbook of Tensile Properties of Textile and Technical Fibres*. Woodhead Publishing Series in Textiles. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2009.
- [210] HOUCK, M. M. *Identification of Textile Fibers*. Woodhead Publishing Series in Textiles. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2009.
- [211] VLASBLOM, M. P. und BOSMAN, R. L. M. *Predicting the Creep Lifetime of HMPE Mooring Rope Applications*. In: „OCEANS 2006“. Boston, MA, USA, 2006, S. 1–10.
- [212] PHAM, H. *Springer Handbook of Engineering Statistics*. London: Springer Verlag, 2006.
- [213] FISHER, S. R. A. *The Arrangement of field Experiments*. In: „Journal of the Ministry of Agriculture of Great Britain“ 33 (1926), S. 503–513.
- [214] CAVAZZUTI, M. *Optimization Methods: From Theory to Design Scientific and Technological Aspects in Mechanics*. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2012.
- [215] SIEBERTZ, K.; BEBBER, D. van und HOCHKIRCHEN, T. *Statistische Versuchsplanung: Design of Experiments (DoE)*. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2010.
- [216] KLEPPMANN, W. *Taschenbuch Versuchsplanung: Produkte und Prozesse optimieren*. München, Wien: Carl Hanser Verlag, 2008.
- [217] BOX, G. E. P.; HUNTER, J. S. und HUNTER, W. G. *Statistics for Experimenters: Design, Innovation, and Discovery*. Hoboken: John Wiley & Sons, 2005.
- [218] ANDERSON, T. W. und DARLING. *Asymptotic Theory of Certain Goodness of Fit Criteria Based on Stochastic Processes*. In: „The Annals of Mathematical Statistics“ 23.2 (1952), S. 193–212.
- [219] BOX, G. E. P. und COX, D. R. *An Analysis of Transformations*. In: „Journal of the Royal Statistical Society. Series B (Methodological)“ 26.2 (1964), S. 211–252.
- [220] DIN 50323-3:1993-12. *Tribologie; Reibung; Begriffe, Arten, Zustände, Kenngrößen*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.

-
- [221] ROLOFF, H. und MUHS, D. *Roloff - Matek Maschinenelemente: Tabellen*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2007.
- [222] MAY, C.; SCHMITZ, K.; BECKER, M. und NIENHAUS, M. *Investigation of Twisted String Actuation with a Programmable Mechanical Load Test Stand*. In: „Innovative Small Drives and Micro-Motor Systems, 9. GMM/ETG Symposium“. Nuremberg, Germany, 2013, S. 1–6.
- [223] AGRAWAL, V.; PEINE, W. J. und YAO, B. *Modeling of Transmission Characteristics Across a Cable-Conduit System*. In: „IEEE Transactions on Robotics“ 26.5 (2010), S. 914–924.
- [224] JEONG, U. und CHO, K. J. *Feedforward Friction Compensation of Bowden-Cable Transmission via Loop Routing*. In: „2015 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)“. Hamburg, Germany, 2015, S. 5948–5953.
- [225] CHEN, D.; YUN, Y. und DESHPANDE, A. D. *Experimental Characterization of Bowden Cable Friction*. In: „2014 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)“. Hong Kong, China, 2014, S. 5927–5933.
- [226] LAWRENCE, E. C.; BRADLY, D. V. und DANIEL, D. F. *Efficiency of Prosthetic Cable and Housing*. In: „Journal of Prosthetics and Orthotics (JPO)“ 7.3 (1995), S. 96–99.
- [227] NEALE, M. J. *The Tribology Handbook*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995.
- [228] SCHIELE, A.; LETIER, P.; LINDE, R. V. D. und HELM, F. V. D. *Bowden Cable Actuator for Force-Feedback Exoskeletons*. In: „2006 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)“. Beijing, China, 2006, S. 3599–3604.
- [229] CZICHOS, H. *Tribology: A Systems Approach to the Science and Technology of Friction, Lubrication, and Wear*. Amsterdam: Elsevier, 2009.
- [230] CARL STAHL GMBH. *TECHNOCABLES*. 2016. URL: <http://www.carlstahl-technocables.de/fileadmin/files/katalog-carl-stahl-technocables.pdf> (abgerufen am 22.11.2016).
- [231] HERING, E. und SCHÖNFELDER, G. *Sensoren in Wissenschaft und Technik: Funktionsweise und Einsatzgebiete*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012.
- [232] TRÄNKLER, H.-R. und REINDL, L. M. *Sensortechnik: Handbuch für Praxis und Wissenschaft*. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2015.
- [233] WERTHSCHÜTZKY, R. *Mess- Und Sensortechnik – Band I: Elektrisches Messen Mechanischer Größen*. Skriptum. Technische Universität Darmstadt, 2014.
- [234] FAHLBUSCH, S. *Entwicklung integrierbarer Mikrokraftsensoren für die roboterbasierte Mikro- Und Nanohandhabung*. Dissertation. Carl von Ossietzky Universität Oldenburg, 2008.
- [235] MEISS, T. *Silizium-Mikro-Kraftsensoren für haptische Katheterisierungen: Entwurf, Musterbau und Signalverarbeitung sowie erste Validierung des Assistenzsystems HapCath*. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, 2012.
- [236] OPITZ, T. *Entwurf und Realisierung eines haptischen Assistenzsystems für Herzkatheteruntersuchungen*. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, 2016.

-
- [237] DIN EN ISO 376:2011-09. *Metallische Werkstoffe - Kalibrierung der Kraftmessgeräte für die Prüfung von Prüfmaschinen mit einachsiger Beanspruchung*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [238] DIN 1319-1:1995-01. *Grundlagen der Meßtechnik - Teil 1: Grundbegriffe*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [239] KLEIN, B. *Leichtbau-Konstruktion: Berechnungsgrundlagen und Gestaltung*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [240] HENNING, F. und MOELLER, E. *Handbuch Leichtbau: Methoden, Werkstoffe, Fertigung*. München, Wien: Carl Hanser Verlag, 2011.
- [241] RETTIG, O.; BLOCK, J.; van DRONGELEN, S. und WOLF, S. *Kniekinematik beim Aufstehen aus dem Sitzen aus der Perspektive von Orthesenschalen*. In: 8. Jahrestagung der Deutschen Gesellschaft für Biomechanik (DGfB). Neu-Ulm, Germany, 2013.
- [242] TOYOBO CO. LTD. ZYLON. URL: <http://www.toyobo-global.com/seihin/kc/pbo/> (abgerufen am 13.01.2017).
- [243] FOROUGH, J.; MITEW, T.; OGUNBONA, P.; RAAD, R. und SAFAEI, F. *Smart Fabrics and Networked Clothing: Recent Developments in CNT-Based Fibers and Their Continual Refinement*. In: „IEEE Consumer Electronics Magazine“ 5.4 (2016), S. 105–111.
- [260] ALLEN, S. *New Prostheses and Orthoses Step Up Their Game: Motorized Knees, Robotic Hands, and Exosuits Mark Advances in Rehabilitation Technology*. In: „IEEE Pulse“ 7.3 (2016), S. 6–11.
- [261] ALTERG INC. *The Bionic Leg*. URL: <http://www.alterg.com/products/bionic-leg/consumer> (abgerufen am 16.01.2017).
- [262] TANG, Z.; SHI, D.; LIU, D.; PENG, Z.; HE, L. und PEI, Z. *Electro-Hydraulic Servo System for Human Lower-Limb Exoskeleton Based on Sliding Mode Variable Structure Control*. In: „2013 IEEE International Conference on Information and Automation (ICIA)“. Yinchuan, China, 2013, S. 559–563.
- [263] B-TEMIA INC. *Human Augmentation Systems*. URL: <http://military.b-temia.com/k-srd-dermoskeleton/> (abgerufen am 16.02.2017).
- [264] B-TEMIA INC. *KeeogoTM Walking Assistance Device*. URL: <http://www.b-temia.com/home-medical-equipment/> (abgerufen am 19.01.2017).
- [265] YANG, M.; XU, Z.; LIU, Y.; HE, Y. und XU, Y. *Perceiving and Predicting the Intended Motion with Human-Machine Interaction Force for Walking Assistive Exoskeleton Robot*. In: „2013 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (ICMA)“. Takamatsu, Japan, 2013, S. 805–810.
- [266] HUNG, A. S. L.; GUO, H.; LIAO, W.-H.; FONG, D. T. P. und CHAN, K.-M. *Experimental Studies on Kinematics and Kinetics of Walking with an Assistive Knee Brace*. In: „2011 IEEE International Conference on Information and Automation (ICIA)“. Shenzhen, China, 2011, S. 45–50.
- [267] CAO, H.; LING, Z.; ZHU, J.; WANG, Y. und WANG, W. *Design Frame of a Leg Exoskeleton for Load-Carrying Augmentation*. In: „2009 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (ROBIO)“. Guilin, China, 2009, S. 426–431.

-
- [268] BERKELEY ROBOTICS & HUMAN ENGINEERING LABORATORY. *ExoClimberTM*. URL: <http://bleex.me.berkeley.edu/research/exoskeleton/exoclimber/> (abgerufen am 18.01.2017).
- [269] BERKELEY ROBOTICS & HUMAN ENGINEERING LABORATORY. *ExoHikerTM*. URL: <http://bleex.me.berkeley.edu/research/exoskeleton/exohiker/> (abgerufen am 18.01.2017).
- [270] BERKELEY ROBOTICS & HUMAN ENGINEERING LABORATORY. *HULCTM*. URL: <http://bleex.me.berkeley.edu/research/exoskeleton/hulc/> (abgerufen am 18.01.2017).
- [271] PYO, S. H.; ÖZER, A. und YOON, J. *A Novel Design for Lower Extremity Gait Rehabilitation Exoskeleton Inspired by Biomechanics*. In: „2010 International Conference on Control, Automation and Systems (ICCAS)“. Gyeonggi-do, South Korea, 2010, S. 1806–1811.
- [272] KIM, W.; LEE, S.; LEE, H.; YU, S.; HAN, J. und HAN, C. *Development of the Heavy Load Transferring Task Oriented Exoskeleton Adapted by Lower Extremity Using Quasi-Active Joints*. In: „2009 International Conference on Control, Automation and Systems (ICCAS)“. Fukuoka, Japan, 2009, S. 1353–1358.
- [273] WEHNER, M.; QUINLIVAN, B.; AUBIN, P. M.; MARTINEZ-VILLALPANDO, E.; BAUMANN, M.; STIRLING, L.; HOLT, K.; WOOD, R. und WALSH, C. *A Lightweight Soft Exosuit for Gait Assistance*. In: „2013 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)“. Karlsruhe, Germany, 2013, S. 3362–3369.
- [274] ASBECK, A. T.; DYER, R. J.; LARUSSON, A. F. und WALSH, C. J. *Biologically-Inspired Soft Exosuit*. In: „2013 IEEE 13th International Conference on Rehabilitation Robotics (ICORR)“. Seattle, WA, USA, 2013, S. 1–8.
- [275] ASBECK, A. T.; SCHMIDT, K.; GALIANA, I.; WAGNER, D. und WALSH, C. J. *Multi-Joint Soft Exosuit for Gait Assistance*. In: „2015 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)“. Seattle, WA, USA, 2015, S. 6197–6204.
- [276] MARSIBIONICS. *MB-ActiveKnee*. URL: <http://www.marsibionics.com/portfolio/mb-activeknee/?lang=en> (abgerufen am 19.01.2017).
- [277] DOLLAR, A. M. und HERR, H. *Design of a Quasi-Passive Knee Exoskeleton to Assist Running*. In: „2008 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems“. Nice, France, 2008, S. 747–754.
- [278] MORICHKA, T.; KIKKAWA, F.; OYAMA, O. und YOSHIMITSU, T. *Development of Walking Assist Equipment with Pneumatic Cylinder*. In: „Society of Instrument and Control Engineers (SICE) Annual Conference 2007“. Takamatsu, Japan, 2007, S. 1058–1063.
- [279] SERGEYEV, A.; ALARAJE, N.; SEIDEL, C.; CARLSON, Z. und BREDÁ, B. *Design of a Pneumatically Powered Wearable Exoskeleton with Biomimetic Support and Actuation*. In: „2013 IEEE Aerospace Conference“. Big Sky, MT, USA, 2013, S. 1–8.

-
- [280] GUI, L.; YANG, Z.; YANG, X.; GU, W. und ZHANG, Y. *Design and Control Technique Research of Exoskeleton Suit*. In: „2007 IEEE International Conference on Automation and Logistics“. Jinan, China, 2007, S. 541–546.
- [281] SHAN, H.; JIANG, C.; MAO, Y. und WANG, X. *Design and Control of a Wearable Active Knee Orthosis for Walking Assistance*. In: „2016 IEEE 14th International Workshop on Advanced Motion Control (AMC)“. Auckland, New Zealand, 2016, S. 51–56.
- [282] FLEISCHER, C. und HOMMEL, G. *A Human–Exoskeleton Interface Utilizing Electromyography*. In: „IEEE Transactions on Robotics“ 24.4 (2008), S. 872–882.
- [283] KORA, K.; LU, C. Z. und McDAID, A. J. *Automatic Tuning with Feedforward Compensation of the HuREx Rehabilitation System*. In: „2014 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics“. Besacon, France, 2014, S. 1504–1509.
- [284] KAMINAGA, H.; AMARI, T.; NIWA, Y. und NAKAMURA, Y. *Electro-Hydrostatic Actuators with Series Dissipative Property and Their Application to Power Assist Devices*. In: „2010 3rd IEEE RAS EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics (BioRob)“. Tokyo, Japan, 2010, S. 76–81.
- [285] KAMINAGA, H.; AMARI, T.; NIWA, Y. und NAKAMURA, Y. *Development of Knee Power Assist Using Backdrivable Electro-Hydrostatic Actuator*. In: „2010 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)“. Taipei, Taiwan, 2010, S. 5517–5524.
- [286] HIRATA, Y.; IWANO, T. und KOSUGE, K. *Control of Wearable Walking Helper on Slope Based on Integration of Acceleration and GRF Information*. In: „2008 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)“. Nice, France, 2008, S. 3731–3736.
- [287] WONG, Z.; TENG, C. und CHONG, Y. Z. *Power Assisted Pneumatic-Based Knee-Ankle-Foot-Orthosis for Rehabilitation*. In: „2012 IEEE-EMBS Conference on Biomedical Engineering and Sciences (IECBES)“. Langkawi, Malaysia, 2012, S. 300–304.
- [288] TENG, C.; WONG, Z.; TEH, W. und CHONG, Y. Z. *Design and Development of Inexpensive Pneumatically-Powered Assisted Knee-Ankle-Foot Orthosis for Gait Rehabilitation-Preliminary Finding*. In: „2012 International Conference on Biomedical Engineering (ICoBE)“. Penang, Malaysia, 2012, S. 28–32.
- [289] WU, S. K.; JORDAN, M. und SHEN, X. *A Pneumatically-Actuated Lower-Limb Orthosis*. In: „2011 Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society (EMBC)“. Boston, MA, USA, 2011, S. 8126–8129.
- [290] BAIDEN, D. und IVLEV, O. *Human-Robot-Interaction Control for Orthoses with Pneumatic Soft-Actuators #x2014; Concept and Initial Trials*. In: „2013 IEEE 13th International Conference on Rehabilitation Robotics (ICORR)“. Seattle, WA, USA, 2013, S. 1–6.
- [291] BAE, J. und KONG, K. *Gait Phase-Based Control for a Knee Assistive System*. In: „2012 12th International Conference on Control, Automation and Systems (ICCAS)“. Je-Ju Island, South Korea, 2012, S. 1021–1024.

-
-
- [292] CHANDRAPAL, M.; CHEN, X. und WANG, W. *Preliminary Evaluation of a Lower-Limb Exoskeleton - Stair Climbing*. In: „2013 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)“. Wollongong, NSW, Australia, 2013, S. 1458–1463.
- [293] SAWICKI, G. S. und FERRIS, D. P. *A Pneumatically Powered Knee-Ankle-Foot Orthosis (KAFO) with Myoelectric Activation and Inhibition*. In: „Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation“ 6.23 (2009), S. 16.
- [294] MEFOUED, S.; MOHAMMED, S. und AMIRAT, Y. *Toward Movement Restoration of Knee Joint Using Robust Control of Powered Orthosis*. In: „IEEE Transactions on Control Systems Technology“ 21.6 (2013), S. 2156–2168.
- [295] MEFOUED, S.; MOHAMMED, S. und AMIRAT, Y. *Knee Joint Movement Assistance through Robust Control of an Actuated Orthosis*. In: „2011 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)“. San Francisco, CA, USA, 2011, S. 1749–1754.
- [296] BEYL, P.; DAMME, M. V.; HAM, R. V.; VERSLUYS, R.; VANDERBORGHT, B. und LEFEBER, D. *An Exoskeleton for Gait Rehabilitation: Prototype Design and Control Principle*. In: „2008 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)“. Pasadena, CA, USA, 2008, S. 2037–2042.
- [297] BEYL, P.; DAMME, M. V.; HAM, R. V.; VANDERBORGHT, B. und LEFEBER, D. *Pleated Pneumatic Artificial Muscle-Based Actuator System as a Torque Source for Compliant Lower Limb Exoskeletons*. In: „IEEE/ASME Transactions on Mechatronics“ 19.3 (2014), S. 1046–1056.
- [298] SHAMAEI, K.; CENCIARINI, M.; ADAMS, A. A.; GREGORCZYK, K. N.; SCHIFFMAN, J. M. und DOLLAR, A. M. *Design and Evaluation of a Quasi-Passive Knee Exoskeleton for Investigation of Motor Adaptation in Lower Extremity Joints*. In: „IEEE Transactions on Biomedical Engineering“ 61.6 (2014), S. 1809–1821.
- [299] ANDERSON, T. W. und DARLING, D. A. *Asymptotic Theory of Certain Goodness of Fit Criteria Based on Stochastic Processes*. In: „The Annals of Mathematical Statistics“ 23.2 (1952), S. 193–212.
- [300] GRUBBS, F. E. *Sample Criteria for Testing Outlying Observations*. In: „The Annals of Mathematical Statistics“ 21.1 (1950), S. 27–58.

Eigene Veröffentlichungen

- [18] MÜLLER, R.; POTT, P. P. und SCHLAAK, H. F. *Seriell-Elastische Aktoren als Antrieb für aktive Orthesen*. In: 10. Workshop Automatisierungstechnische Verfahren für die Medizin (AUTOMED). Aachen, Germany, 2012, S. 53–54.
- [19] POTT, P. P.; MÜLLER, R.; GRÜN, M.; KONIGORSKI, U. und SCHLAAK, H. F. *Seriell-Elastische Aktoren als Antrieb für aktive Orthesen*. In: „at-Automatisierungstechnik“ 61.9 (2013), S. 638–644.

-
- [69] GRÜN, M.; MÜLLER, R. und KONIGORSKI, U. *Model Based Control of Series Elastic Actuators*. In: 4th IEEE RAS EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics (BioRob). Rome, Italy, 2012, S. 538–543.
- [70] GRÜN, M.; MEISS, T.; MÜLLER, R.; BLOCK, J.; HEITZMANN, D.; DRONGELEN, S. van; VANONCINI, M.; WOLF, S. I.; POTT, P.; SCHLAAK, H. F.; WERTHSCHÜTZKY, R. und KONIGORSKI, U. *Active Knee Orthosis for Supporting the Elderly*. In: 46th annual conference of the German Society for Biomedical Engineering (DGBMT). Jena, Germany, 2012, S. 1094.
- [155] MÜLLER, R.; HIELSCHER, J.; van DRONGELEN, S.; RETTIG, O.; WOLF, S.; MEISS, T.; WERTHSCHÜTZKY, R.; POTT, P. P. und SCHLAAK, H. F. *Entwicklung einer verbesserten Kniekinematik zur Reduktion von Scherkräften in passiver Kniegelenksorthese*. In: 8. Jahrestagung der Deutschen Gesellschaft für Biomechanik (DGfB). Neu-Ulm, Germany, 2013.
- [161] MÜLLER, R.; HESSINGER, M.; SCHLAAK, H. F. und POTT, P. P. *Modelling and Characterisation of Twisted String Actuation for Usage in Active Knee Orthoses*. In: 9th IFAC Symposium on Biological and Medical Systems. Berlin, Germany, 2015, S. 207–212.
- [244] MÜLLER, R.; POTT, P. P. und SCHLAAK, H. F. *Active Knee Orthoses – Technical Considerations and Applications*. In: 46th annual conference of the German Society for Biomedical Engineering (DGBMT). Jena, Germany, 2012, S. 1093.
- [245] BLOCK, J.; VANONCINI, M.; HEITZMANN, D.; ALIMUSAJ, M.; MÜLLER, R.; POTT, P. P.; SCHLAAK, H. F.; MEISS, T.; WERTHSCHÜTZKY, R.; GRÜN, M.; KONIGORSKI, U. und WOLF, S. *Entwicklung einer aktiven Orthese mit Leistungsabgabe - Erhebung von Referenzdaten, Aufbau und Test der Prototypen am Probanden*. In: Weltkongress ORTHOPÄDIE + REHA-TECHNIK. Leipzig, Germany, 2012, S. 1–4.
- [246] POTT, P. P.; GRAEFENSTEIN, H.; FISCHER, J.; MÜLLER, R.; SCHLAAK, H. F. und ABELE, E. *Series Elastic Actuators for Man-Machine Cooperation*. In: Innovative Small Drives and Micro-Motor Systems, 9. GMM/ETG Symposium. Nürnberg, Germany, 2013, S. 46–50.
- [247] HESSINGER, M.; MÜLLER, R.; WERTHSCHÜTZKY, R. und POTT, P. P. *Tool Position Control of an Upper Limb Exoskeleton for Robot-Assisted Surgery*. In: 9th IFAC Symposium on Biological and Medical Systems. Berlin, Germany, 2015, S. 195–200.
- [248] HIELSCHER, J.; MÜLLER, R.; MEISS, T.; HORN, A.; BLOCK, J.; van DRONGELEN, S.; KONIGORSKI, U.; SCHLAAK, H. F.; POTT, P. P. und WERTHSCHÜTZKY, R. *Powered Active Knee-Ankle-Foot-Orthosis*. In: 49th annual conference of the German Society for Biomedical Engineering (DGBMT). Lübeck, Germany, 2015.
- [249] HESSINGER, M.; MÜLLER, R.; POTT, P. P. und WERTHSCHÜTZKY, R. *Bionic Exoskeleton for Orthopaedic Surgery – Kinematic Structure*. In: 49th annual conference of the German Society for Biomedical Engineering (DGBMT). Lübeck, Germany, 2015.

-
- [250] Van DRONGELEN, S.; BLOCK, J.; MÜLLER, R.; GRÜN, M. und POTT, P. P. *An Active Knee Orthosis for Supporting the Elderly in Daily Life*. In: Technically Assisted Rehabilitation (TAR). Berlin, Germany, 2013.
- [251] MÜLLER, R. *Entwicklung eines mobilen Controllerboards für eine aktive Orthese*. Masterarbeit MA1793. Technische Universität Darmstadt, Institut EMK, 2013.
- [252] MÜLLER, R. *Einbindung von Embedded Systemen in Feldumgebungen mittels EtherCAT und einem abstrakten Datenmodell*. Diplomarbeit. Hochschule Bonn-Rhein-Sieg, Fachbereich Elektrotechnik, Maschinenbau und Technikjournalismus, 2010.
- [253] WOLF, S. I.; BLOCK, J.; DRONGELEN, S. van; HEITZMANN, D.; MÜLLER, R. und GRÜN, M. *Power support by an active knee orthosis during sit to stand*. In: 46th annual conference of the German Society for Biomedical Engineering (DGBMT). Jena, Germany, 2012, S. 1097.
- [254] POTT, P. P. et al. *Knee-ankle-foot orthosis with powered knee for support in the elderly*. In: „Journal of Engineering in Medicine“ 231.8 (2017), S. 715–727.

Betreute studentische Arbeiten

- [255] KAIRLAS, M. *Entwicklung einer echtzeitfähigen Kommunikationsstruktur zum Einsatz in aktiven Kniegelenksorthesen*. Bachelorarbeit BA1827. Technische Universität Darmstadt, 2013.
- [256] YAMAZAKI, A. *Entwicklung eines Sensors zur Erfassung der Zugkraft in einem seriell-elastischen Schnurantrieb*. Bachelorarbeit BA1838. Technische Universität Darmstadt, 2014.
- [257] ZHANG, T. *Entwicklung eines Prüfstandes zur Langzeitmessung von seriell-elastischen String-Aktoren*. Masterarbeit MA1850. Technische Universität Darmstadt, 2014.
- [258] SCHMITT, T. *Untersuchung des Ausfallverhaltens der Schnüre eines Schnurantriebs*. Bachelorarbeit BA1871. Technische Universität Darmstadt, 2014.
- [259] BOND, O. *Entwicklung und generative Fertigung von achsparallel angeordneten Schnurantrieben zur Integration in aktiven Kniegelenksorthesen*. Masterarbeit MA1869. Technische Universität Darmstadt, 2014.



A Übersicht zum Stand der Technik und Einordnung

Literaturübersicht

Viele Forscher haben den Einsatz aktiver Orthesen und Exoskelette dokumentiert und dabei einen unterschiedlichen Fokus bei den betrachteten Systemen gewählt. Tabelle A.1 gibt eine Übersicht über bekannte Literatur und die schwerpunktmäßig behandelten Inhalte.

Tabelle A.1: Literaturübersicht zum Stand der Technik aktiver Orthesen und Exoskelette. Ein „x“ deutet auf die inhaltliche Behandlung des thematischen Schwerpunkts in einer Quelle hin.

Nr.	Quelle	Prothesen	Orthesen	Exoskelette	Stationäre Systeme	Mobile Systeme	FBE	HKAF	KAF	AF	Kinematik	Aktorik	Sensorik	Regelung	Energieversorgung	Herausforderungen
1	[31]		x	x	x	x	x	x								
2	[27]		x	x	x	x	x	x			x	x		x		x
3	[32]		x	x	x	x	x	x				x	x		x	
4	[33]		x		x	x		x				x		x		
5	[22]	x	x	x	x	x		x					x	x		x
6	[21]		x	x		x	x	x	x	x	x	x	x	x		x
7	[23]		x	x		x	x	x	x	x		x	x	x		x
8	[34]		x		x	x		x	x	x		x		x		
9	[35]		x		x	x		x	x	x						
10	[17]		x	x		x	x	x	x	x				x		x
11	[25]		x	x		x	x	x		x			x	x	x	x
12	[29]		x	x		x		x	x	x						x
13	[36]		x	x	x	x		x	x		x	x		x		
14	[24]		x	x	x	x		x	x			x	x	x		
15	[30]		x	x		x	x	x	x			x				x
16	[37]		x		x	x		x	x			x		x		x
17	[38]		x	x	x	x	x	x	x							
18	[39]		x	x		x	x	x		x		x	x	x	x	x
19	[40]			x		x		x				x	x	x		x
20	[260]	x		x		x		x	x							
21	[41]			x										x		
22	[42]		x	x		x	x	x	x	x		x				
23	[26]		x	x	x	x	x	x			x	x	x	x		
24	[15]		x	x	x	x	x	x	x	x						

In Tabelle A.1 erfolgt eine Unterscheidung hinsichtlich Prothesen und Orthesen bzw. Exoskeletten. Orthesen dienen der Modifikation struktureller und funktioneller Eigen-

schaften des neuromuskulären Skelettsystems und Exoskelette der Leistungssteigerung des Nutzers [16, 17]. In der Literatur in Tabelle A.1 werden nur aktive Orthesen betrachtet. Weiterhin ist eine Aufteilung in stationäre und mobile Systeme möglich. Stationäre Systeme werden vor allem zur Rehabilitation von Schlaganfallpatienten eingesetzt und i. d. R. durch eine Kombination von Orthese und Laufband realisiert.

Die kinematische Struktur der Orthese und Exoskelette kann dabei in die folgenden Kategorien unterteilt werden:

- *Full body exoskeleton* (FBE): Systeme, die die unteren und oberen Extremitäten aktiv unterstützen.
- *Hip Knee Ankle Foot* (HKAF): Orthese oder Exoskelett, welches mindestens an einem der Gelenke der unteren Extremitäten aktiv unterstützt (Hüfte, Kniegelenk oder Sprunggelenk). Die restlichen Körpergelenke werden von Orthese oder Exoskelett als passive Gelenke realisiert.
- *Knee Ankle Foot* (KAF): Im Vergleich zum HKAF hat das KAF weder ein passives noch ein aktiv angetriebenes Hüftgelenk.
- *Ankle Foot* (AF): Beim AF ist nur das Sprunggelenk aktiv ausgelegt.

Inhaltlich kann die Literatur den thematischen Schwerpunkten Kinematik, Aktorik, Sensorik, Regelung, Energieversorgung und dem Punkt Herausforderungen für zukünftige Entwicklungen zugeordnet werden.

Aktive Orthesen und Exoskelette

Tabelle A.2 fasst aktive Orthesen und Exoskelette zusammen, die sich primär auf die Unterstützung des Kniegelenks konzentrieren. Systeme, die zudem das Hüftgelenk oder die oberen Extremitäten aktiv unterstützen, werden nicht berücksichtigt.

Dabei werden die folgenden Inhalte zu den dargestellten Systemen dokumentiert:

- Nr., Hersteller / Universität, Abteilung / Institut und Land: Definiert den / die Entwickler des Systems.
- Status: Beschreibt, ob das System momentan oder in Kürze kommerziell erhältlich (KE) ist oder ob es derzeit ausschließlich in der Forschung (FOR) eingesetzt wird.
- Einsatzzweck: Definiert den Einsatzzweck, der entweder der unterstützenden Wirkung zur Wiederherstellung verloren gegangener Muskelkraft (UW) oder der Verstärkung der körpereigenen Muskelkraft eines gesunden Nutzers (VW) zugeordnet werden kann.
- Zielgruppe: Je nach Einsatzzweck ist auch die Zielgruppe zu unterscheiden:

-
- Unterstützende Wirkung (UW): Rehabilitationspatienten (RP), ältere Menschen (ÄM), Patienten mit krankheitsbedingter Muskelschwäche (MS)
 - Verstärkende Wirkung (VW): Militärische Streitkräfte (SK), für Personen körperlich anspruchsvoller Berufsgruppen (KAB)
 - Zielbewegung: Legt die primär zu unterstützende Forstbewegungsart fest. Diese kann das Gehen (W), Laufen (R), das Aufstehen aus dem Sitzen (STS) oder das Treppensteigen sein (STC).
 - Kinematik: Gibt die kinematische Struktur des Systems für Hüftgelenk (*hip*, H), Kniegelenk (*knee*, K), Sprunggelenk (*ankle*, A) und Fuß (*foot*, F) an. Dabei können Gelenke auch passiv ausgelegt sein. Wird ein System ohne feste Rahmenstruktur und damit auch ohne definierte mechanische Gelenke für Hüfte, Knie und Sprunggelenk eingesetzt, handelt es sich um ein Exosuit (ES).
 - Antriebsprinzip: Es werden elektrische (i. d. R. das elektrodynamische Wirkprinzip (ED) nutzende), pneumatische (PNEU) oder hydraulische (HYD) Antriebe genutzt. Bei Verwendung elektrischer Antriebsmaschinen werden häufig zusätzliche Getriebe (G) zur Umformung der mechanischen Energie verwendet. Sind weitere Besonderheiten des Antriebs bekannt, so werden diese zusätzlich angegeben. Dies können beispielsweise ein bekanntes Antriebsprinzip (z. B. ein seriell-elastischer Antrieb) oder parallel wirkende Elemente (z. B. eine parallel wirkende magnetorheologische Kupplung, MRK) sein. Es werden weiterhin quasi-passive Systeme (QP) eingesetzt, die bei der zu unterstützenden Bewegung auf passive Elemente zurückgreifen (z. B. mechanische Federmechanismen).
 - Position (Pos): Definiert die Position des Antriebssystems. Dies kann entweder zentral am Gelenk (Z) oder dezentral (DZ) am Rücken getragen werden. Im letzteren Fall ist eine Kraftweiterleitung notwendig, die in den recherchierten Systemen als Bowdenzug (BDZ) ausgelegt ist.
 - Quelle: Definiert die wichtigsten Literaturquellen zu den betrachteten aktiven Orthesen und Exoskeletten. Hier werden maximal zwei Quellen angeführt.

Tabelle A.2: Übersicht bekannter Orthesen und Exoskelette zur Unterstützung des Kniegelenks

Nr.	Hersteller / Universität	Abteilung / Institut	Land	Status	Einsatz- zweck	Ziel- gruppe	Ziel- bewegung	Kinematik	Antriebs- prinzip	Pos.	Quelle
1	AlterG, Inc.	-	USA	KE	UW	RP	W	KAF	ED + G	Z	[261]
2	Beihang University	School of Automation Science and Electrical Engineering	China	FOR	UW	MS	W	(H)KAF	HYD	Z	[262]
3	B-TEMIA, Inc.	-	Kanada	KE	VW	SK, KAB	W	KAF	ED	Z	[263]
4	B-TEMIA, Inc.	-	Kanada	KE	UW	MS	W, STC	(H)KAF	ED	Z	[264]
5	Chinese Academy of Sciences Shenyang	Shenyang Institute of Automation	China	FOR	-	-	W	KAF	HYD	Z	[265]
6	Chinese University of Hong Kong	Department of Mechanical and Automation Engineering	China	FOR	UW	MS	W	KAF	ED + G + MRK	Z	[83, 266]
7	East China University of Science and Technology	Department of Mechanical Engineering	China	FOR	VW	SK, KAB	W	(H)KAF	HYD	Z	[267]
8	Ekso Bionics	-	USA	FOR	VW	SK	W	(H)KAF	HYD	Z	[268]
9	Ekso Bionics	-	USA	KE	VW	SK	W	(H)KAF	HYD	Z	[269]

Tabelle A.2: Übersicht bekannter Orthesen und Exoskelette zur Unterstützung des Kniegelenks – Fortsetzung

Nr.	Hersteller / Universität	Abteilung / Institut	Land	Status	Einsatz- zweck	Ziel- gruppe	Ziel- bewegung	Kinematik	Antriebs- prinzip	Pos.	Quelle
10	Ekso Bionics	-	USA	KE	VW	SK	W	(H)KAF	HYD	Z	[270]
11	Gyeongsang National University	School of Mechanical and Aerospace Engineering and ReCAPT	Korea	FOR	-	-	W	KAF	-	Z	[271]
12	Hanyang University	Department of Mechanical Engineering	Korea	FOR	VW	SK, KAB	W, STC	(H)KAF	ED + G	Z	[272]
13	Harvard University	Wyss Institute for Biologically Inspired Engineering	USA	FOR	UW / VW	SK, KAB, MS	W	ES	PNEU	DZ	[273]
14	Harvard University	Wyss Institute for Biologically Inspired Engineering	USA	FOR	UW / VW	SK, KAB, MS	W	ES	ED + G + BDZ	DZ	[274, 275]
15	Istituto Italiano di Tecnologia	Department of Advanced Robotics	Italien	FOR	UW	MS	STS	K	ED + G (CompAct- RS)	Z	[84]
16	Karlsruhe Institute of Technology	Institute for Anthropomatics and Robotics	Deutsch- land	FOR	UW / VW	SK, KAB, RP	W	KAF	ED + G (SEA)	Z	[87]

Tabelle A.2: Übersicht bekannter Orthesen und Exoskelette zur Unterstützung des Kniegelenks – Fortsetzung

Nr.	Hersteller / Universität	Abteilung / Institut	Land	Status	Einsatz- zweck	Ziel- gruppe	Ziel- bewegung	Kinematik	Antriebs- prinzip	Pos.	Quelle
17	Marsi Bionics S.L.	-	Spanien	KE	UW	RP	W	K	-	Z	[276]
18	Massachusetts Institute of Technology	Health Sciences and Technology and the MIT Media Lab	USA	FOR	VW	-	R	K	QP	Z	[277]
19	Meiji University Graduate School	Department of Science and Technology	Japan	FOR	UW	MS	W, STC	KAF	PNEU	Z	[278]
20	Michigan Technological University	Electrical and Computer Engineering Technology	USA	FOR	VW	SK, KAB	-	KAF	PNEU	Z	[279]
21	National Taiwan University	Department of Mechanical Engineering	Taiwan	FOR	-	-	-	KAF	ED + G (SEA)	Z	[74]
22	National University of Singapore	Department of Bioengineering, Engineering Design and Innovation Center	Singapur	FOR	UW	RP	W	KAF	ED + G (SEA)	Z	[79, 80]

Tabelle A.2: Übersicht bekannter Orthesen und Exoskelette zur Unterstützung des Kniegelenks – Fortsetzung

Nr.	Hersteller / Universität	Abteilung / Institut	Land	Status	Einsatz- zweck	Ziel- gruppe	Ziel- bewegung	Kinematik	Antriebs- prinzip	Pos.	Quelle
23	National Tsing Hua University	Department of Power Mechanical Engineering	Taiwan	FOR	UW	MS, ÄM	W, STC	KAF	PNEU	Z	[46]
24	Naval Aeronautical Engineering Institute	Department of Control Engineering	China	FOR	VW	SK, KAB	W	KAF	ED + G	Z	[280]
25	Northwestern University	Department of Biomedical Engineering	USA	FOR	UW	RP	STS	KAF	ED + G (SEA)	Z	[88]
26	Northwestern University	Department of Mechanical Engineering	USA	FOR	UW	RP	W	K	ED + G + BDZ	DZ	[156]
27	Peking University	College of Engineering	China	FOR	-	-	W, STC	K	ED + G	Z	[99]
28	Polytechnic School of University of Sao Paulo	Department of Mechatronics and Mechanical Systems Engineering	Brasilien	FOR	-	-	W	(H)KAF	ED + G	Z	[78]

Tabelle A.2: Übersicht bekannter Orthesen und Exoskelette zur Unterstützung des Kniegelenks – Fortsetzung

Nr.	Hersteller / Universität	Abteilung / Institut	Land	Status	Einsatz- zweck	Ziel- gruppe	Ziel- bewegung	Kinematik	Antriebs- prinzip	Pos.	Quelle
29	Sabancı University	Faculty of Engineering and Natural Sciences	Türkei	FOR	UW	RP	-	KAF	ED + G + BDZ	DZ	[105]
30	Sogang University	Department of Mechanical Engineering	Korea	FOR	-	-	W	KAF	ED + G (cRSEA)	Z	[54, 55]
31	Southeast University	School of Mechanical Engineering	China	FOR	UW	MS	-	K	ED + G + BDZ	DZ	[281]
32	Technische Universität Berlin	Fakultät IV - Elektrotechnik und Informatik	Deutsch- land	FOR	-	-	-	KAF	ED + G	Z	[81, 282]
33	Technische Universität Darmstadt	Institut für elek- tromechanische Konstruktionen	Deutsch- land	FOR	UW	MS	W, STS, STC	KAF	ED + G (SEA)	Z	[18, 19]
34	Tecnológico de Monterrey	-	Mexiko	FOR	UW	RP	-	K	ED + G	Z	[73]
35	The University of Auckland	Department of Mechanical Engineering	Neusee- land	FOR	UW	RP	W	K	PNEU	DZ	[283]

Tabelle A.2: Übersicht bekannter Orthesen und Exoskelette zur Unterstützung des Kniegelenks – Fortsetzung

Nr.	Hersteller / Universität	Abteilung / Institut	Land	Status	Einsatz- zweck	Ziel- gruppe	Ziel- bewegung	Kinematik	Antriebs- prinzip	Pos.	Quelle
36	The University of Tokyo	Department of Mechano- Informatics	Japan	FOR	UW	MS, ÄM	W, STS	KAF	HYD	Z	[284, 285]
37	Tibion Corporation	-	USA	KE	UW	RP	W	KAF	ED + G (Flex- CVA)	Z	[85, 86]
38	Tohoku University	Department of Bioengineering and Robotics	Japan	FOR	UW	MS, ÄM	W	(H)KAF	ED + G	Z	[286]
39	University Paris	Institut des Systèmes Intelligents et de Robotique	Frank- reich	FOR	-	-	W	K	ED + G	Z	[103]
40	Universidad Politecnica de Madrid	Center for Automation and Robotics	Spanien	FOR	UW	-	W	KAF	ED + G (SEA)	Z	[90]
41	Universiti Tunku Abdul Rahman	Faculty of Engineering and Science	Malaysia	FOR	UW	RP	W	KAF	PNEU	Z	[287, 288]
42	University of Alabama	-	USA	FOR	UW	MS, ÄM, RP	W, STS, STC	KAF	PNEU	Z	[289]

Tabelle A.2: Übersicht bekannter Orthesen und Exoskelette zur Unterstützung des Kniegelenks – Fortsetzung

Nr.	Hersteller / Universität	Abteilung / Institut	Land	Status	Einsatz- zweck	Ziel- gruppe	Ziel- bewegung	Kinematik	Antriebs- prinzip	Pos.	Quelle
43	University of Bremen	Institute of Automation	Deutsch- land	FOR	UW	RP	STS	KAF	PNEU	Z	[290]
44	University of California	Department of Mechanical Engineering	USA	FOR	-	-	W	KAF	ED + G (SEA)	Z	[291]
45	University of Canterbury	Department of Mechanical Engineering	Neusee- land	FOR	UW	MS	STC	KAF	PNEU	Z	[292]
46	University of Michigan	Department of Mechanical Engineering	USA	FOR	UW	RP	W	KAF	PNEU	Z	[293]
47	Université Paris-Est Créteil	LISSI Laboratory	Frank- reich	FOR	UW	MS	STS	K	ED + G	Z	[294, 295]
48	University of São Paulo	Department of Mechanics Engineering	Brasilien	FOR	UW	RP	-	K	ED + G (SEA)	Z	[76, 77]
49	Vrije Universiteit Brussel	Department of Mechanical Engineering	Belgien	FOR	UW	MS	STS, W	(H)KAF	ED + G (MACCE- PA)	Z	[71, 72]
50	Vrije Universiteit Brussel	Department of Mechanical Engineering	Belgien	FOR	UW	RP	W	(H)KAF	PNEU	Z	[296, 297]

Tabelle A.2: Übersicht bekannter Orthesen und Exoskelette zur Unterstützung des Kniegelenks – Fortsetzung

Nr.	Hersteller / Universität	Abteilung / Institut	Land	Status	Einsatz- zweck	Ziel- gruppe	Ziel- bewegung	Kinematik	Antriebs- prinzip	Pos.	Quelle
51	Yale University	Department of Mechanical Engineering and Materials Science	USA	FOR	-	-	W	KAF	QP	Z	[298]
52	Yobotics, Inc.	-	USA	KE	VW	SK, KAB	STC, W	KAF	ED + G (SEA)	Z	[75]
53	Yonsei University	School of Civil and Environmental Engineering	Korea	FOR	UW	RP	W	KAF	ED + G	Z	[89]



B Vergleich von TSA- und QuadHelix-Konzept

Im Folgenden wird eine vergleichende Betrachtung der Antriebsmechanismen von TSA und QuadHelix durchgeführt. Ziel ist es die voraussichtliche Drehmomentdichte der Antriebe zu ermitteln, die für die Abschätzung einer voraussichtlichen Gewichtsersparnis gegenüber dem SEA benötigt wird.

Angaben zum QuadHelix (QH)

In [145] werden die folgenden Angaben zum QuadHelix-Antrieb gemacht:

- Die Masse des Antriebs wird mit $m_{QH} = 4,5 \text{ kg}$ angegeben.
- Die maximal wirkende Zugkraft im Seil beträgt $F_Z = 632 \text{ N}$.
- Die Drehmomentdichte ist mit $\rho_{QH} = 11,3 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$ angegeben.
- Es wird ein Schnurdurchmesser von $d_{S,QH} = 1,5 \text{ mm}$ verwendet.

Angaben zum Twisted String Actuator (TSA)

In [222] werden die folgenden Angaben zum TSA gemacht:

- Die maximal wirkende Zugkraft im Seil beträgt $F_Z = 80 \text{ N}$.
- Das hierfür benötigte Motordrehmoment wird mit $M_M = 5 \text{ mNm}$ angegeben. Der Hub ist allerdings nicht bekannt.
- Der maximale Wirkungsgrad wird mit $\eta_{TSA} = 0,7$ angegeben. Vergleichende Messungen zum Wirkungsgrad des Getriebes sind auch in Tabelle 7.2 dargestellt.

Das Motordrehmoment ist nach Kapitel 4.2.1 stark vom Drehwinkel und damit von der relativen Verkürzung des Getriebes aus dem Ausgangszustand abhängig. Deswegen wird für die Kalkulation die in Kapitel 4.2.1 zugrundeliegende Theorie betrachtet und ein mittlerer Wirkungsgrad von $\eta_{TSA} = 0,8$ sowie der identische Schnurdurchmesser wie beim QuadHelix-Antrieb $\varnothing_{S,TSA} = 1,5 \text{ mm}$ angenommen.

Vergleich von TSA und QH

Zur Realisierung der gleichen Zugkraft wie in [145] ($F_Z = 632 \text{ N}$) benötigt der TSA nach Gleichung 4.6 bei 25 %iger relativer Kontraktion des Getriebes ein Motordrehmoment von maximal $M_M = 1,05 \text{ Nm}$. Soll dieses Motordrehmoment für den Großteil der Rotation zur Verfügung stehen, wird mindestens ein Motormasse von $m_{TSA} \approx 0,73 \text{ kg}$ benötigt (vgl.

BLDC-Motor der Maxon Motor AG, Art.-Nr.: 397800). Durch die zyklische Verwendung bei Maximallast und eine thermische Auslegung des Antriebs anhand eines vorgegebenen Anwendungsszenarios kann die Motormasse ggf. erheblich reduziert werden.

Wird weiter angenommen, dass nochmals etwa 100 % der Motormasse für das Gehäuse und alle weiteren Anbauteile benötigt werden, so ergibt sich eine Gesamtmasse des TSA $m_{\text{TSA,ges}} = 1,46 \text{ kg}$ und damit eine Drehmomentdichte des TSA von

$$\rho_{\text{TSA}} = \frac{\rho_{\text{QH}} m_{\text{QH}}}{m_{\text{TSA,ges}}} = 34,8 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}}.$$

Im Vergleich zu der Angabe der Drehmomentdichte in [145] ist folglich eine Reduktion der Antriebsmasse um den Faktor $\frac{4,5 \text{ kg}}{1,46 \text{ kg}} = 3,08$ möglich.

Angaben zum SEA

Die Masse des SEA ist in [20] mit $m_{\text{SEA}} = 2,3 \text{ kg}$ angegeben. Diese Angabe muss allerdings um die Masse der Gelenkinematik ($m_{\text{Kin}} \approx 0,4 \text{ kg}$) und Elektronik ($m_E \approx 0,3 \text{ kg}$) bereinigt werden (siehe auch Tabelle 4.1), um das Gewicht der mechanischen Komponenten des Antriebs zu bestimmen und einen Vergleich mit anderen Antriebssystemen zu ermöglichen. Nach den entsprechenden Abzügen beträgt die Masse $m_{\text{SEA}} = 1,6 \text{ kg}$.

Das maximale Drehmoment des Antriebs beträgt 25 Nm (siehe auch Tabelle 1.1). Mit dieser Angabe ergibt sich eine Drehmomentdichte $\rho_{\text{SEA}} = 15,6 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$

Ergebnisse

Tabelle B.1 fasst die Erkenntnisse hinsichtlich der erreichbaren Drehmomentdichte zusammen.

Tabelle B.1: Ergebnisse zur kalkulierten Drehmomentdichte der Antriebe

Antrieb	Drehmomentdichte in $\frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$
SEA	15,6
TSA	34,8
QH	11,3

Aus Tabelle B.1 ist ersichtlich, dass im Vergleich zum SEA bei Verwendung des TSA mit einer Halbierung des Antriebsgewichts gerechnet werden kann, während bei Verwendung des QuadHelix-Konzepts sogar ein höheres Antriebsgewicht erwartet werden muss. Ursache für die geringe Drehmomentdichte des QuadHelix-Konzepts ist unter anderem die Notwendigkeit klassischer Getriebe, welche für die Realisierung der hohen Drehmomente zum Wickeln des Seils benötigt werden.

C Anforderungsliste

Tabelle C.1 fasst die gestellten Anforderungen an das Antriebssystem und die zugehörigen Systemkomponenten der aktiven Orthese zusammen. Dabei wird zwischen Forderungen (FD) und Wünschen (WU) unterschieden.

Tabelle C.1: Anforderungen an die aktive Kniegelenk-Orthese

Nr.	Art	Anforderungen	Wert	Einheit	Referenz
Biomechanische Anforderungen					
A1	FD	Anteilige Unterstützung	≥ 30	%	Kap. 1.3
A2	FD	Kniedrehmoment	1,2	$\frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$	Kap. 4.3.4
A3	FD	Kniewinkelgeschwindigkeit beim Gehen	≤ 7	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Kap. 4.3.2
A4	FD	Kniewinkelgeschwindigkeit beim STS und STC	≤ 4	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Kap. 4.3.1
A5	FD	Masse des Probanden	85	kg	Kap. 4.3.4
A6	FD	Drehmomentsteigung	≥ 200	$\frac{\text{Nm}}{\text{s}}$	Kap. 4.3.4
Twisted String Actuator (TSA)					
B1	FD	Zugkraft	680	N	Kap. 4.3.4
B2	FD	Ausgangslänge	$< 0,32$	m	Kap. 6.3.2
B3	FD	Relative Kontraktion	< 30	%	Kap. 4.2.1
B4	FD	Drehmomentdichte	> 35	$\frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$	Anh. B
B5	FD	Anzahl par. Schnüre	2		Kap. 6.3.2
B6	FD	Schnurdurchmesser	$\leq 1,5$	mm	Kap. 6.3.2
B7	WU	Wartungsfreier Zeitraum, Mindestlebensdauer der Komponenten	≥ 6	Mon.	Kap. 4.3.3
B8	FD	Positionierung vor dem Oberschenkel			
B9	WU	Symmetrische Krafteinkopplung (medial und lateral)			
B10	WU	Skalierbarkeit der Unterstützungsleistung			
Parallel Twisted String Actuator (PTSA)					
C1	FD	Zugkraft	$\frac{680}{n_B}$	N	Kap. 4.3.4
C2	FD	Ausgangslänge	$< 0,32$	m	Kap. 6.3.2
C3	FD	Relative Kontraktion	< 30	%	Kap. 4.2.1
C4	FD	Drehmomentdichte	> 35	$\frac{\text{Nm}}{\text{kg}}$	Anh. B
C5	FD	Anzahl par. Schnurbündel	≤ 4		Kap. 4.3.4
C6	FD	Anzahl par. Schnüre	2		Kap. 6.3.2
C7	FD	Schnurdurchmesser	≤ 1	mm	Kap. 6.3.2

Tabelle C.1: Anforderungen an die aktive Kniegelenk-Orthese – Fortsetzung

Nr.	Art	Anforderung	Wert	Einheit	Referenz
C8	WU	Wartungsfreier Zeitraum, Mindestlebensdauer der Komponenten	≥ 6	Mon.	Kap. 4.3.3
C9	FD	Positionierung vor dem Oberschenkel			
C10	WU	Symmetrische Krafteinkopplung (medial und lateral)			

Kurvenscheibe

D1	FD	Min. Radius	20	mm	Kap. 4.3.4
D2	FD	Max. Radius	45	mm	Kap. 4.3.4
D3	FD	Dicke der Scheibe	< 10	mm	
D4	WU	Bordscheiben zur Führung des Bowdenzugs			
D5	WU	Modularer Aufbau			

Bowdenzug

E1	FD	Min. Radius	20	mm	Kap. 4.3.4
E2	FD	Max. Radius	45	mm	Kap. 4.3.4
E3	FD	Drahtdurchmesser	1,35	mm	Kap. 8.2
E4	FD	Min. Biegeradius	18	mm	Kap. 8.2

Kniewinkelmessung

F1	FD	Winkelumfang	≥ 130	°	Kap. 4.3.4
F2	FD	Auflösung	0,1	°	
F3	FD	Versorgungsspannung	≤ 24	V	
F4	WU	Absolutwertgeber			

Kraftmessung

G1	FD	Zugkraft	900	N	Kap. 4.3.4
G2	FD	Arbeitsfrequenzbereich	< 1	Hz	
G3	FD	Fehlergrenze	< 5	%	
G4	FD	Mediale und laterale Kraftmessung			
G5	FD	Versorgungsspannung	≤ 24	V	

Orthesenmechanik

H1	FD	Großflächige Krafteinleitung an Ober- und Unterschenkel			
H2	FD	Flexions- und Extensionswinkel	≥ 130	°	Kap. 4.3.4
H3	FD	Orthesentyp	KAFO		

D Schnureigenschaften sowie Messverfahren und -abläufe

Dieses Kapitel fasst weiterführende Informationen zur Charakterisierung der Schnüre in Kapitel 6 zusammen. Dazu wird zum einen eine Übersicht über das verwendete Material gegeben, zum anderen werden Messabläufe zur Bestimmung der Schnureigenschaften definiert.

Übersicht der verwendeten Schnüre

Tabelle D.1 gibt eine Übersicht der verwendeten Schnüre und der von den Herstellern angegebenen Eigenschaften. Ist nur die Tragfähigkeit des Seils in kg angegeben, so wird diese in eine entsprechende Kraft umgerechnet.

Tabelle D.1: Übersicht der verwendeten Schnüre mit den Herstellerangaben (HSA) zu den technischen Eigenschaften der Schnüre

Nr.	Hersteller	Typ	Tragkraft in N	d_s in mm	Material
1	Liros GmbH	00148-0030	250	0,3	Dyneema®
2	Liros GmbH	00148-0040	360	0,4	Dyneema®
3	Liros GmbH	00148-0060	600	0,6	Dyneema®
4	Liros GmbH	00148-0080	900	0,8	Dyneema®
5	Liros GmbH	00148-0100	1150	1	Dyneema®
6	Liros GmbH	00148-0150	1750	1,5	Dyneema®
7	Liros GmbH	DC00-0161	1750	0,83	Dyneema®
8	Liros GmbH	DC00-0201	2670	1,1	Dyneema®
9	Liros GmbH	DC00-0301	4450	1,5	Dyneema®
10	Liros GmbH	00147-0040	400	0,4	Aramid
11	Balzer GmbH	Catfish	696,5	0,5	Spectra®
12	Balzer GmbH	Catfish W	961,4	0,7	Spectra®
13	P.F.D. GmbH	Whiplash Pro	370,8	0,24	Dyneema®
14	P.F.D. GmbH	Whiplash	669	0,3	Dyneema®
15	P.F.D. GmbH	Whiplash	879	0,35	Dyneema®
16	P.F.D. GmbH	Whiplash	1106,6	0,4	Dyneema®
17	W.F.T. GmbH & Co. KG	Cat KG	686,7	0,55	n. a.
18	W.F.T. GmbH & Co. KG	Cat KG	784,8	0,6	n. a.
19	Balzer GmbH	IRON LINE TX 8 Catfish	961,4	0,7	Spectra®
20	AHF Leitner	DYNA-CAST Super Cat	789,7	0,5	n. a.
21	AHF Leitner	DYNA-CAST Super Cat	1051,6	0,6	n. a.
22	AHF Leitner	DYNA-CAST Super Cat	1390,1	0,7	n. a.

Bestimmung des Durchmessers

Die Bestimmung der Durchmesser wird für die Kalkulation der spezifischen Bruchspannung der Schnüre benötigt. Hier gibt es mehrere Messverfahren, die verwendet werden können und im Folgenden vorgestellt werden. Eine ausführliche Darstellung möglicher Messverfahren ist in [209] zu finden.

Vergleich der Messverfahren

Die Messverfahren zur Bestimmung des Durchmessers d_S lassen sich in kontaktlose und kontaktbehaftete Messverfahren unterteilen. Das meist genutzte kontaktlose Messverfahren besteht nach [110, 115, 209] in der Berechnung des Durchmessers mit Hilfe der Querschnittsfläche der Schnur. Diese lässt sich wie folgt berechnen:

$$A_S = \frac{m'_S}{\rho_S f_P}$$

m'_S ist dabei die längenbezogene Masse (Feinheit), ρ_S die Dichte der Schnur S und f_P ein zusätzlicher Faktor, der die Packungsdichte einzelner Fasern in einer Schnur berücksichtigt. Die Feinheit der Schnur muss hierfür experimentell nach einem definierten Vorgehen nach [208] ermittelt werden. Anschließend kann unter Annahme eines kreisrunden Querschnitts der theoretische Durchmesser d_S berechnet werden.

Zur Berechnung fehlt allerdings i. d. R. die Angabe zur Packungsdichte der Schnur seitens der Hersteller. Diese wird durch die Konstruktion einer Schnur und die Eigenschaften der Filamente beeinflusst. Weiterhin werden häufig Schnüre mit Mischkonstruktionen eingesetzt. Hierbei existieren mehrere spezifische Dichten der verwendeten Materialien. Nach Tabelle D.1 ist ersichtlich, dass das Basismaterial der Schnüre nicht immer bekannt ist und somit die Durchmesserbestimmung aufgrund des fehlenden Materialparameters ρ_S und f_P nicht möglich ist.

Ein weiteres kontaktloses Messverfahren stellt die Vermessung des Durchmessers mit Hilfe eines Projektions-Mikroskops (Lanameter) dar. Hierzu wird die Schnur wie zur Bestimmung der Feinheit nach [208] vorbehandelt und anschließend optisch vermessen. Hierfür ist spezielles Messequipment notwendig, was die Messungen aufwendig und wenig praktikabel macht.

Die einfachste Möglichkeit zur Messung des Durchmessers ist die Bestimmung mittels mechanischer Krafteinwirkung auf das zu prüfende Objekt. Dies kann im einfachsten Fall mit einer Mikrometerschraube erfolgen. Dabei ist zu beachten, dass die Schnüre zum einen nicht zwingend einen kreisrunden Querschnitt aufweisen, zum anderen durch die mechanische Krafteinwirkung des Messinstruments zusätzlich verformt werden können. Die

ermittelten Durchmesser sind somit von der Lage der Probe, der Kontaktkraft des Messinstruments und den Materialparametern abhängig und sollten deswegen auch mehrfach wiederholt werden.

Zwei Schnüre (S_7 und S_9) werden vergleichsweise einem kontaktlosen und kontaktbehafteten Messverfahren unterzogen. Zur kontaktlosen Messung werden die Schnüre mit einem Digitalmikroskop (Keyence VHX-600) vermessen, während beim kontaktbehafteten Messverfahren eine Messuhr verwendet wird (siehe auch nächster Abschnitt). Beide Messungen zeigen keinen signifikanten Unterschied der ermittelten Durchmesser (siehe Tabelle D.2), was für die Anwendung des kontaktbehafteten Messverfahrens spricht, da die Vermessung am Mikroskop einen höheren Aufwand erfordert.

Tabelle D.2: Vergleich von kontaktloser und kontaktbehafteter Messung des Schnurdurchmessers für S_7 und S_9

Schnur	kontaktlose Messung	kontaktbehaftete Messung	Messungen
S_7	$0,944 \pm 0,033 \text{ mm}$	$0,935 \pm 0,025 \text{ mm}$	$n_M = 25$
S_9	$1,448 \pm 0,03 \text{ mm}$	$1,458 \pm 0,02 \text{ mm}$	$n_M = 25$

Für die Bestimmung der Bruchspannung $\sigma_{B,MW}$ ist sicherzustellen, dass eine Vergleichbarkeit der Messungen und Schnüre möglich ist. Dafür sollen alle Schnüre mit Hilfe des gleichen verfügbaren Messverfahrens bei identischen Randbedingungen vermessen werden. Hierzu wird die kontaktbehaftete Messmethode eingesetzt, da diese kein spezielles Messequipment erfordert und einen praktikablen Ansatz mit geringem Aufwand darstellt.

Messaufbau und -ablauf

Zur Messung des Durchmessers werden eine Messuhr des Herstellers Atorn (Typ 12,5 mm, Messungenauigkeit $1 \mu\text{m}$) und ein passender Messtisch des Herstellers Orion verwendet. Die Messuhr ist mit einem Stempel ($d = 20 \text{ mm}$) versehen, sodass eine gleichmäßige Last auf einer Länge von mindestens 20 mm aufgebracht wird. Alle Messungen werden bei kalibriertem Messaufbau durchgeführt.

Zur Messung der Durchmesser werden die Schnüre jeweils vom Spulenkörper abgewickelt und auf einer Länge von $l_p = 2,5 \text{ m}$ an $n_M = 25$ unterschiedlichen Messstellen vermessen. Der Mittelwert der Einzelergebnisse wird für jede Schnur anschließend mit folgender Gleichung berechnet.

$$\bar{d}_S = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n d_{S_k}$$

Bestimmung der Bruchkraft

Die Bruchkraft wird nach den Vorgaben in [208] bestimmt. Der Ablauf eines Messzyklus ist in Abbildung D.1 dargestellt. Von einer individuellen Nennkraft F_N ausgehend wird zunächst die Zugkraft bis auf die halbe Bruchkraft $\frac{F_B}{2}$ erhöht und anschließend wieder auf die Nennkraft herabgesetzt. Dieser Vorgang wird dreimal wiederholt. Anschließend wird die Schnur bis zur Bruchkraft F_B belastet.

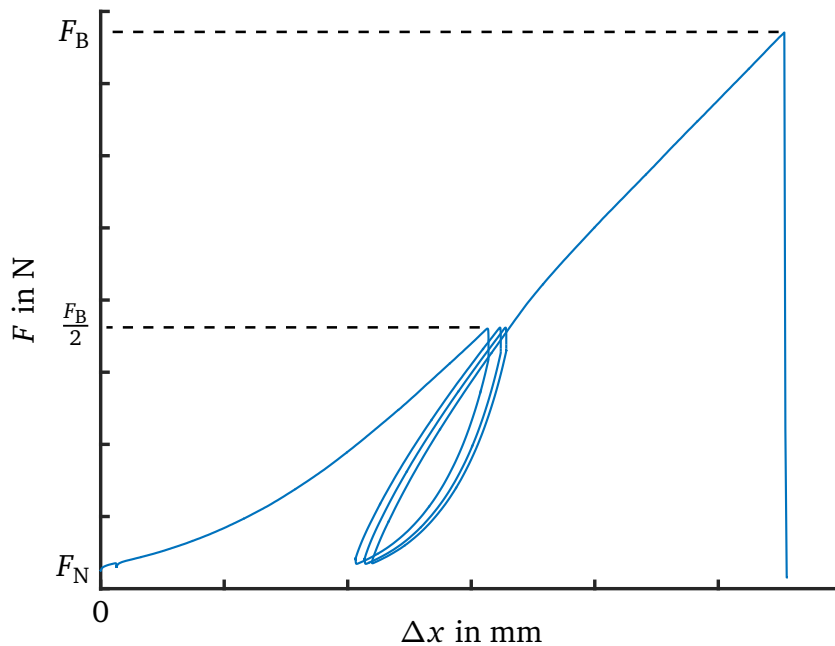


Abbildung D.1: Exemplarischer Kraft-Verlängerungs-Verlauf für einen Messzyklus nach DIN EN ISO 2307 [208]

E Statistische Versuchsplanung

Dieses Kapitel enthält zusätzliche Informationen zum statistischen Versuchsplan in Kapitel 6.6.3, der zur Bestimmung der Lebensdauereigenschaften des Schnurgetriebes durchgeführt wird. Alle Analysen zur Auswertung der Untersuchungen werden mit der Software Minitab durchgeführt.

Versuchsplan

Tabelle E.1 zeigt den statistischen Versuchsplan zur Untersuchung der Einflussfaktoren auf die Lebensdauer des Schnurgetriebes. Zur Realisierung des Versuchsplans werden die Versuchsplangeneratoren $E = ABC$, $F = BCD$ und $G = ACD$ verwendet. Nach Kapitel 6.6.3 werden alle Faktorstufenkombinationen vierfach wiederholt und $n_{EV} = 64$ Einzelversuche durchgeführt.

Tabelle E.1: Statistischer Versuchsplan

Standardreihenfolge	Durchlaufreihenfolge	Blöcke	Anzahl par. Schnurbündel	Anzahl par. Schnüre	Schmierung der Schnüre	Wechselnde Drehrichtung	Kontraktion in %	Rotationsgeschwindigkeit in rpm	Zugkraft in N
8	1	1	1	3	ja	ja	22,5	2000	250
5	2	1	2	2	nein	ja	27,5	2000	250
7	3	1	2	2	ja	ja	22,5	1500	350
1	4	1	1	2	nein	nein	22,5	1500	250
4	5	1	2	3	ja	nein	27,5	1500	250
3	6	1	1	2	ja	nein	27,5	2000	350
2	7	1	2	3	nein	nein	22,5	2000	350
6	8	1	1	3	nein	ja	27,5	1500	350
10	9	2	1	3	nein	nein	27,5	2000	250
16	10	2	2	3	ja	ja	27,5	2000	350
9	11	2	2	2	nein	nein	27,5	1500	350
14	12	2	2	3	nein	ja	22,5	1500	250
13	13	2	1	2	nein	ja	22,5	2000	350
11	14	2	2	2	ja	nein	22,5	2000	250
15	15	2	1	2	ja	ja	27,5	1500	250
12	16	2	1	3	ja	nein	22,5	1500	350

Vermengungsstruktur

In Tabelle E.2 ist die Vermengungsstruktur des verwendeten Versuchsplans dargestellt. Demnach sind die Haupteffekte mit Wechselwirkungen 3. Ordnung vermengt. Wechselwirkungen höherer Ordnung sind in Tabelle E.2 nicht dargestellt. Nach [217] ist häufig davon auszugehen, dass die Haupteffekte nicht von Wechselwirkungen 3. oder höherer Ordnung abhängig sind. Somit kann der Einfluss der Haupteffekte zuverlässig bestimmt werden.

Tabelle E.2: Vermengungsstruktur der Haupteffekte

Haupteffekt	Vermengung
A: Anzahl par. Schnurbündel	A + BCE + BFG + CDG + DEF
B: Anzahl par. Schnüre	B + ACE + AFG + CDF + DEG
C: Schmierung der Schnüre	C + ABE + ADG + BDF + EFG
D: Wechselnde Drehrichtung	D + ACG + AEF + BCF + BEG
E: Kontraktion	E + ABC + ADF + BDG + CFG
F: Rotationsgeschwindigkeit	F + ABG + ADE + BCD + CEG
G: Zugkraft	G + ABF + ACD + BDE + CEF

Varianzanalyse

Die Varianzanalyse (*analysis of variance*, ANOVA) basiert auf dem F-Test und wird beim Vergleich von mehr als zwei Proben verwendet. Für die Anwendung müssen folgende Bedingungen erfüllt sein [215, 216]:

1. Repräsentative Stichproben: Es muss eine repräsentative Stichprobe der Grundgesamtheit vorliegen. Dies wird gewährleistet, indem die Methoden der Randomisierung und Blockbildung bei der Versuchsplanung angewandt werden.
2. Normalverteilte Residuen: Die Residuen müssen eine Normalverteilung um den Gesamtmittelwert aufweisen. Dies kann mit grafischen und mathematischen Verfahren (Wahrscheinlichkeitsnetz bzw. Shapiro-Wilks-, Shapiro-Francia-, Ryan-Joiner- und Anderson-Darling-Test) überprüft werden.
3. Residuen mit gleicher Varianz: Die Residuen müssen jeweils die gleiche Varianz aufweisen. Dies kann mit grafischen und mathematischen Verfahren (Wahrscheinlichkeitsnetz bzw. F-Test) überprüft werden.

Die Erfüllung der 1. Bedingung ist durch die Randomisierung und Blockbildung des Versuchsplans erfüllt. Die restlichen Bedingungen müssen mit den erwähnten Methoden überprüft werden.

Anderson-Darling-Test

In der Statistik-Software Minitab wird zur Prüfung der Anderson-Darling-Test [299] genutzt. Dieser prüft, ob bei vorliegenden Daten eine definierte Verteilung vorliegt. Dem Test werden die gemessenen Lebensdauerergebnisse zugrunde gelegt. Dabei werden Null- und Alternativhypothese wie folgt definiert und anschließend ein Hypothesentest durchgeführt:

- H0: Daten folgen einer Normalverteilung
- H1: Daten folgen keiner Normalverteilung

Das Ergebnis der statistischen Auswertung ergibt einen p-Wert von $p < 0,005$, sodass die Nullhypothese abgelehnt werden muss, d. h. es liegt keine Normalverteilung der Messwerte vor. Ursache hierfür ist möglicherweise, dass sich die Einflüsse der Haupteffekte multiplikativ auf die Lebensdauer auswirken. Die Darstellung der Residuen der gemessenen Lebensdauerergebnisse in einem Wahrscheinlichkeitsnetz lässt eine visuelle Prüfung auf Normalverteilung zu und bestätigt die Ergebnisse des Anderson-Darling-Tests.

Nach [216] ist bei Lebensdaueruntersuchungen häufig eine logarithmische Normalverteilung sinnvoll, damit eine Varianzanalyse der Messdaten durchgeführt werden kann. Hierfür kann eine Box-Cox-Transformation der gemessenen Antwortvariable berechnet werden.

Box-Cox-Transformation

Zur Transformation der Daten wird die folgende Transformationsvorschrift nach [219] verwendet:

$$y = \begin{cases} \frac{x^\lambda - 1}{\lambda} & \text{für } \lambda \neq 0 \\ \ln(x) & \text{für } \lambda = 0 \end{cases}$$

y ist das transformierte Ergebnis, x die Antwortvariable, die transformiert wird und λ der Transformationsparameter. Minitab ermittelt für die Transformationsvorschrift den optimalen Transformationsparameter λ (siehe Tabelle E.3). Der zweite Parameter in Tabelle E.3 beschreibt dabei das 95 %-Konfidenzintervall für λ .

Tabelle E.3: Optimale Parameter der Box-Cox-Transformation

Nr.	Parameter	Wert
1	Gerundetes λ	0,166878
2	95 %-KI für λ	(0,0473784; 0,287378)

Abbildung E.1 zeigt die Residuendiagramme der transformierten Messdaten. Hierzu gehören das Wahrscheinlichkeitsnetz, ein Histogramm der Residuen sowie die Darstellung der Residuen über den Anpassungen und der Versuchsreihenfolge.

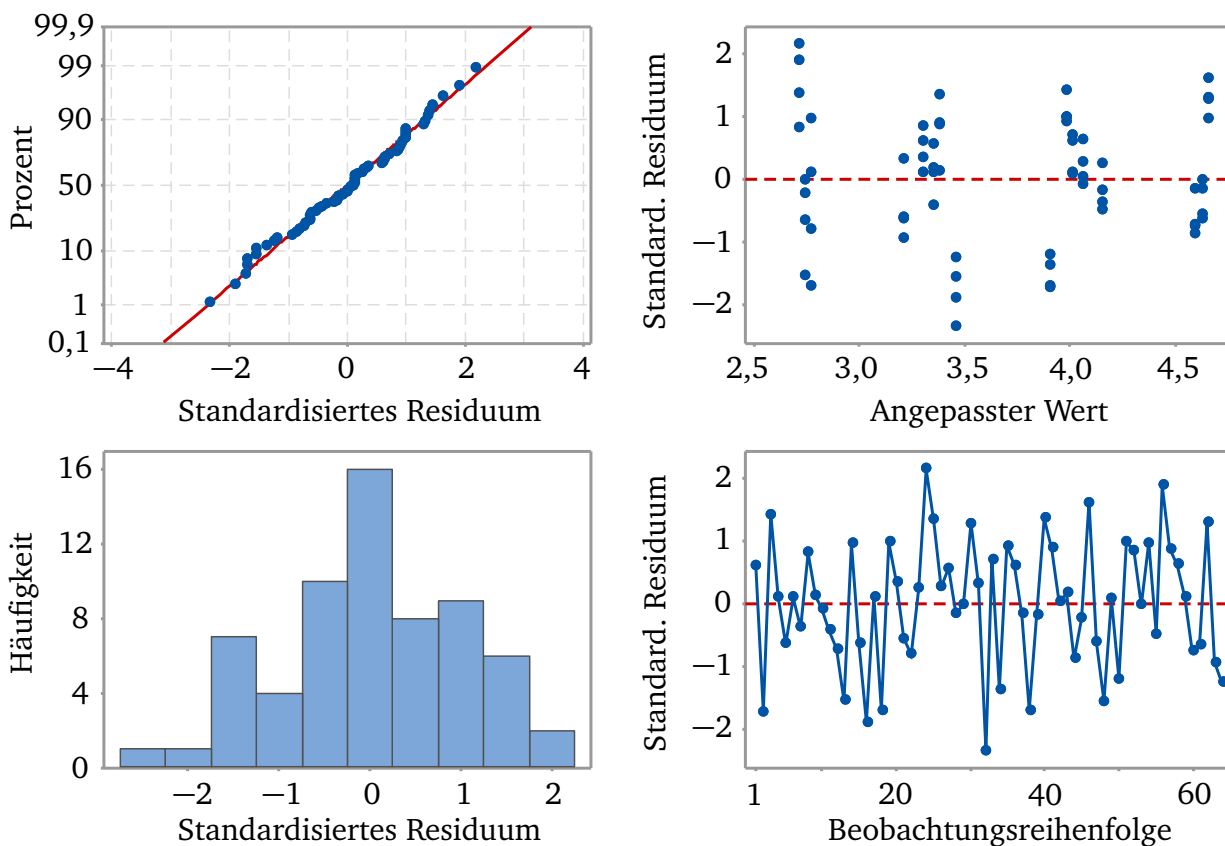


Abbildung E.1: Residuendiagramme der gemessenen Lebensdauerdaten

- Oben links:* Wahrscheinlichkeitsnetz für Normalverteilung
- Oben rechts:* Residuen vs. Anpassungen
- Unten links:* Histogramm
- Unten rechts:* Residuen vs. Reihenfolge

Das Wahrscheinlichkeitsnetz ist ein Mittel zur einfachen visuellen Prüfung des Vorliegens einer Normalverteilung. Die Datenpunkte liegen annähernd auf der eingezeichneten Geraden, die die kumulierte Häufigkeitsfunktion einer Normalverteilung darstellt [215]. Zusätzlich wird mit dem Anderson-Darling-Test die Prüfung auf Normalverteilung durchgeführt werden. Die Ergebnisse legen nahe, dass eine Normalverteilung vorliegt und eine Varianzanalyse der Messergebnisse durchgeführt werden kann.

Das Histogramm der Residuen zeigt annähernd eine um den Nullpunkt zentrierte Glockenkurve. Weiterhin sind keine Ausreißer in den Messdaten vorhanden. Dies kann mit dem Grubbs-Test überprüft werden. Der Grubbs-Test [300] ist ein statistischer Test, der die folgenden Hypothesen prüft:

- H_0 : Alle Datenwerte stammen aus derselben normalverteilten Grundgesamtheit.
- H_1 : Kleinster oder größter Datenwert ist ein Ausreißer.

Das Ergebnis des Tests beim Signifikanzniveau von $\alpha = 0,05$ zeigt, dass keine Ausreißer vorliegen.

Zur Prüfung der gleichen Varianzen wird die Darstellung der Residuen über den angepassten Wert herangezogen (siehe Abbildung E.1). Die Abbildung zeigt ein gleichmäßiges und um die Abszisse zentriertes Band, das keine Muster aufweist. Dies ist ein Hinweis darauf, dass eine konstante Varianz vorliegt. Weiterhin sollten in der Darstellung der Residuen über der Beobachtungsreihenfolge keine Trends erkennbar sein. Dies ist in Abbildung E.1 gegeben. Folglich sind die Daten normalverteilt und weisen die gleiche Varianz auf, sodass die Varianzanalyse durchgeführt werden kann.

Ergebnisse der Varianzanalyse

Tabelle E.4 zeigt die Ergebnisse der Varianzanalyse des in Tabelle E.1 durchgeführten Versuchsplans. Aus Tabelle E.4 ist ersichtlich, dass bis auf Faktor D (wechselnde Drehrichtung) und F (Rotationsgeschwindigkeit) alle weiteren Faktoren signifikanten Einfluss haben.

Tabelle E.4: Varianzanalyse der transformierten Daten

Quelle	DF	Kor SS	Kor MS	F-Wert	p-Wert
Modell	7	26,3381	3,7626	90,96	0,000
Linear	7	26,3381	3,7626	90,96	0,000
A: Anzahl par. Schnurbündel	1	15,0755	15,0755	364,46	0,000
B: Anzahl par. Schnüre	1	2,3870	2,3870	57,71	0,000
C: Schmierung der Schnüre	1	1,7362	1,7362	41,97	0,000
D: Wechselnde Drehrichtung	1	0,0569	0,0569	1,38	0,246
E: Relative Kontraktion	1	2,0710	2,0710	50,07	0,000
F: Rotationsgeschwindigkeit	1	0,0485	0,0485	1,17	0,283
G: Zugkraft	1	4,9630	4,9630	119,98	0,000
Fehler	56	2,3164	0,0414		
Fehlende Anpassung	8	1,8918	0,2365	26,73	0,000
Reiner Fehler	48	0,4246	0,0088		
Gesamt	63	28,6545			

Tabelle E.5 zeigt weiterhin die kodierten Koeffizienten für die transformierte Antwort. Hieraus ist auch der Effekt der untersuchten Faktoren ersichtlich.

Tabelle E.5: Kodierte Koeffizienten für die transformierten Daten

Term	Effekt	Koef	SE Koef	t-Wert	p-Wert	VIF
Konstante		3,6800	0,0254	144,75	0,000	
A: Anzahl par. Schnurbündel	0,9707	0,4853	0,0254	19,09	0,000	1,00
B: Anzahl par. Schnüre	0,3862	0,1931	0,0254	7,60	0,000	1,00
C: Schmierung der Schnüre	0,3294	0,1647	0,0254	6,48	0,000	1,00
D: Wechselnde Drehrichtung	−0,0597	−0,0298	0,0254	−1,17	0,246	1,00
E: Relative Kontraktion	−0,3598	−0,1799	0,0254	−7,08	0,000	1,00
F: Rotationsgeschwindigkeit	0,0551	0,0275	0,0254	1,08	0,283	1,00
G: Zugkraft	−0,5569	−0,2785	0,0254	−10,95	0,000	1,00

F Fotos der aufgebauten Orthese

Abbildung F.1 zeigt weitere Aufnahmen der realisierten Orthese bei der Anwendung am Probanden und bei der Montage von TSA (rechtes Bein) und PTSA (linkes Bein).



Abbildung F.1: Fotos der aufgebauten aktiven Kniegelenk-Orthese

- Oben links:* Seitenansicht der Orthese
- Oben mittig:* Ansicht des PTSA beim Treppensteigen
- Oben rechts:* Seitenansicht der Orthese beim Treppensteigen
- Unten links:* Seitenansicht der Orthesensohle
- Unten rechts:* Seitenansicht der Orthese beim Treppensteigen



Wissenschaftlicher Werdegang



Roman Müller

Geboren am 19. Januar 1985 in Valga, Estland
Verheiratet, eine Tochter

Studium

2006 – 2010	Hochschule Bonn-Rhein-Sieg , Sankt Augustin Studium der Elektrotechnik, Studienrichtung: Kommunikationstechnik, Abschluss: Diplom-Ingenieur (FH)
2009	N.A.T. GmbH , Bonn Studienbegleitendes Praxissemester

Berufliche Tätigkeit

Seit 2010	Technische Universität Darmstadt , Darmstadt Institut für Elektromechanische Konstruktionen, Fachgebiet Mikrotechnik und Elektromechanische Systeme, Wissenschaftlicher Mitarbeiter
2005 – 2010	N.A.T. GmbH , Bonn Entwicklungsingenieur für Hard- und Software im Bereich der Embedded-Systeme der Automatisierungstechnik und Facharbeiter in der Produktionsabteilung
2001 – 2005	Universität Köln , Köln II. Physikalisches Institut, Berufsausbildung zum Kommunikationselektroniker, Fachrichtung: Informationstechnik